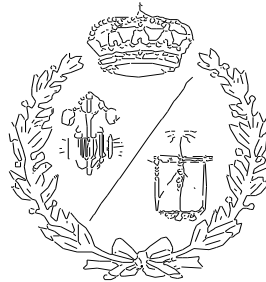


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**DISPOSITIVO DE TRANSPORTE POR
COLCHÓN DE AIRE
(Air Cushion Transportation Device)**

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Autor: David Rodríguez Rodríguez
Directores: Ana M. de Juan de Luna
José F. López-Agudo Pérez
Félix Ortiz Fernández**

Febrero- 2021

RESUMEN: El presente proyecto tiene por objeto el diseño de un prototipo de transpaleta de ruedas de aire para el transporte de pallet estándar europeo. Para ello se ha hecho uso de la tecnología air caster que proporciona una capacidad de maniobra omnidireccional, lo que implica mayor precisión en la carga y descarga, así como una transmisión de cargas repartidas al suelo, característica que permite el uso de la transpaleta en suelos frágiles. Su diseño contempla los mecanismos para su traslado en vacío, elevación de la carga, traslado de esta y descarga. Para ello se ha dimensionado y calculado el circuito neumático, seleccionado el compresor en función de la presión y el caudal requeridos, así como los elementos de producción de aire comprimido necesarios para el buen funcionamiento del sistema, como son depósito acumulador, filtros, válvulas, etc. Para el uso de la transpaleta con comodidad se ha diseñado un manillar y empuñadura regulable siguiendo criterios de ergonomía. También se ha calculado la estructural del chasis y soporte de equipos. Además de establecer los requisitos eléctricos de baterías y convertidor DC/AC para el funcionamiento de la transpaleta.

ABSTRACT: This project has got the purpose to design a prototype of air cushion pallet truck to transport the European standard pallet. Because of this, it has been done using air caster technology which provides omnidirectional manoeuvre, that is to say, what involves exact precision of load up and unload, as a transmission of loads distributed to the ground. This particular feature let use the pallet truck on fragile soils. Its design takes into account the mechanism to its empty transfer, lifting the load, transfer of this and unload. For this it has been calculated the pneumatic circuit, selected the compressor according to the pressure and flow required, as well as the components of the compressed air production to get a good system operation, as they are accumulator tank, valves, filters, etc. For comfortable use of the pallet truck it has been designed an adjustable handlebars and handle getting ergonomic rules. Also it has been calculated the structural chassis and equipment support. In addition, it has been set up electric requirements of batteries and a DC to AC inverter to make the pallet truck work.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO N°1...MEMORIA.....	1
DOCUMENTO N°2...ANEJOS.....	35
DOCUMENTO N°3...PLANOS.....	111
DOCUMENTO N°4...PLIEGO DE CONDICIONES	150
DOCUMENTO N°5...PRESUPUESTO.....	160

DOCUMENTO N°1:
MEMORIA

ÍNDICE

1. OBJETO	3
2. ALCANCE	3
3. ANTECEDENTES.....	4
3.1 TRANSPALETA	4
3.2 TECNOLOGÍA AIR CASTER	6
4. NORMAS Y REFERENCIAS	8
4.1 DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS	8
4.2 PROGRAMAS DE CÁLCULO	8
4.3 BIBLIOGRAFÍA	8
5. DATOS DE PARTIDA DEL DISEÑO	12
6. ALTERNATIVAS DE DISEÑO	12
6.1 ESTRUCTURA BANCADA Y SOPORTE DE EQUIPOS.....	12
6.2 ELEVACIÓN Y TRASLADO.....	16
6.3 PRODUCCIÓN Y MANEJO DE AIRE COMPRIMIDO	26
6.4 PARTE ELÉCTRICA	30
6.5 ERGONOMÍA	31
6.6 AJUSTE DEL ANGULO DEL MANGO	32
7 SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA	33
8 AGRADECIMIENTOS	34

1. OBJETO

El objeto del presente proyecto es diseño de un prototipo, para la futura fabricación en cadena, de una máquina para el transporte de pallets con las medidas europeas estándar 1200x800 mm., mediante colchón o ruedas de aire. Esta solución facilita la movilidad en los casos en que el suelo no sea adecuado para el empleo de transpaletas, por su poca resistencia. Además, permite un desplazamiento omnidireccional, siendo fácil de operar en lugares angostos, dada su gran maniobrabilidad. Este sistema también crea un rozamiento virtualmente cero, por lo que es de gran comodidad para el operario a la hora de trasladado de cargas.

2. ALCANCE

El alcance de este proyecto es aportar un diseño conceptual, y de detalle, de la estructura del chasis, del sistema de elevación y sustentación, del dimensionamiento del circuito neumático, así como del compresor. Estas actividades están divididas de la siguiente forma:

- Estimación de las cargas variables y permanentes.
- Diseño de la estructura del bastidor.
- Dimensionamiento de los elementos estructurales según la distribución de la carga.
- Estudio de estabilidad al vuelco.
- Diseño del sistema de elevación de la carga mediante colchones de aire.
- Dimensionamiento del circuito neumático según el caudal y la presión requeridas.
- Selección del compresor requerido.
- Realización de planos.
- Condiciones de uso.
- Cálculo de presupuestos.

No será objeto de este proyecto entrar en detalles de ejecución del prototipo, el apartado eléctrico ni el estudio de su producción seriada, y/o análisis de viabilidad, una vez superada la fase de prototipo.

3. ANTECEDENTES

3.1 TRANSPALETA

La transpaleta es una máquina utilizada para el manejo de mercancía almacenada, carga o descarga en almacenes y traslado de mercancía a lugares concretos dentro del almacén, además de operaciones de *picking*. La estructura básica de una transpaleta es una carretilla elevadora que está formada por una horquilla de dos brazos horizontales dispuestos en paralelo [28].

La idea surge en la revolución industrial a finales del siglo XIX ante la necesidad de un equipamiento específico para el manejo con seguridad y eficacia de mercancías pesadas. Así en 1887 se inventa un soporte básico de pallets para la elevación manual de paletas del suelo, ver Fig. 1, en cambio esta paleta no podía mover mercancías de un lugar a otro.



Fig. 1 Origen transpaleta [42]

La transpaleta de mano tal y como se conoce hoy en día, fue inventada en 1939. Desde una mirada histórica, es un invento relativamente reciente, creado por George Raymond Senior y Bill House para Lyon Iron Works, fundición de hierro que fabricaba herramientas agrícolas e implementos. El invento fue una mejora de un manipulador de patines fabricado a principios de siglo [45].

Esto cambió la forma de trasladar cargas para siempre. Ahora, en vez de un grupo de personas necesarias para elevar y mover la carga, tan sólo un hombre era requerido, con la transpaleta haciendo la mayoría del trabajo. La carga podía ser transportada fácilmente, dejando libres a otros trabajadores que podían estar realizando otros trabajos adicionales. O reducir el número de empleados requeridos en total. No solo eso, sino que además el invento

de 1939, ver Fig. 2, era mucho más pequeño que cualquier tipo de máquina cargadora existente, lo que permitió el manejo de pesadas cargas en espacios reducidos.



Fig. 2 Una de las primeras transpaletas manuales 0

Hoy en día algunos mecanismos han cambiado con respecto a la transpaleta original; originalmente usaban manivelas para la elevación, hoy usan cilindros hidráulicos y baterías.

Normalmente las transpaletas existentes hoy en el mercado, se pueden dividir en dos categorías, en función de su uso y del nivel de complejidad:

- TRANSPALETA MANUAL (Fig. 3)

Consta esencialmente de una horquilla de dos brazos paralelos y horizontales unidos a un cabezal provisto de ruedas. La horquilla puede elevarse unos centímetros mediante el accionamiento manual, con el timón de una bomba hidráulica, soportando así la carga del pallet hasta que ésta pierde el contacto con el suelo, permitiendo con ello el traslado de la carga.

Por su bajo coste y su sencillez mecánica, éstas son las más conocidas y las más utilizadas, resultando útiles para el almacenaje a nivel de suelo, y la elevación y traslado de pilas relativamente pequeñas de mercancía [28].



Fig. 3 Transpaleta manual actual [40]

- TRANSPALETA ELECTRICA MOTORIZADA (Fig. 4)

La transpaleta motorizada guarda gran similitud con la manual, pero en este caso el movimiento de traslación es autopropulsado por un motor eléctrico. El sistema de elevación de la carga puede ser manual o eléctrico, existiendo también transpaletas de conductor a bordo, y de conductor acompañante.

Estas máquinas necesitan de alimentación unas baterías que proporcionan una autonomía de 8 a 10 horas. La velocidad es relativamente reducida, no suelen sobrepasar los 6,8 Km/h. La carga admitida oscila entre los 1000 Kg y 4000 Kg. Su tara suele ser de 250 a 300 Kg.

Este tipo de transpaletas motorizadas se emplean cuando las distancias a recorrer, las cargas o la frecuencia sobrepasan los límites aconsejados para la transpaleta manual [28].



Fig. 4 Transpaleta motorizada actual [31]

3.2 TECNOLOGÍA AIR CASTER

La tecnología de colchones de aire fue inventada por un ingeniero finlandés, en los años 30 del siglo XX. Toivo Kaario fue quien inventó el primer vehículo que flotaba sobre un pequeño air caster por encima de tierra y agua, ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, usando el efecto suelo generando bajo sí un colchón de aire que lo sostenía. Los primeros prototipos no tenían una forma eficiente de retener el escape de aire de debajo del vehículo, por lo que el efecto suelo que lo sostenía era deficiente. Kaario continuó experimentando hasta 1936, construyendo un prototipo impulsado por un motor de motocicleta Harley-Davidson de 2 cilindros, pero esta vez con un faldón que atrapaba el aire de alta presión debajo del vehículo [36].



Fig. 5 Primer prototipo que usaba el efecto suelo [36]

En 1950 la tecnología de colchones de aire fue desarrollada para Hovercraft en Inglaterra y en los años 60 para movimientos internos en industrias de Estados Unidos.

La tecnología air caster (originalmente llamada air bearing) fue inventada por Harry A Mackie en diciembre de 1961, para General Motors Corporation, como una alternativa a los puentes grúa, no necesitando de un riel y posibilitando un movimiento libre de fricción. En noviembre de 1963, Mackie patentó un soporte Air Bearing con un regulador automático del caudal. Este fue el primer Air Caster en ser diseñado para ser usado en el suelo, ver Fig. 6.

En 1964, David R Snoeyenbos, mientras trabajaba para General Motors Corporation, revisó el diseño de air caster, patentando el soporte air bearing reversible [29].

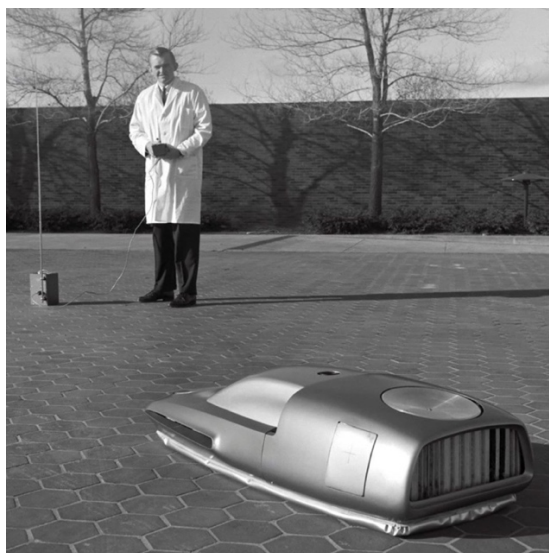


Fig. 6 Ingeniero de General Motors, probando un vehículo con air caster [29]

4. NORMAS Y REFERENCIAS

4.1 DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS

La normativa aplicada para la realización de este proyecto es la siguiente:

- [1] CENTRO DE PUBLICACIONES GENERAL TÉCNICA MINISTERIO DE FOMENTO. 2011. EAE, Instrucción de acero estructural. NIPO 161-11-169-3
- [2] DEUTSCHE NORM. 2004. DIN EN 13698-1. Pallet production specification.
- [3] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARIZATION. 2010. ISO 8573-1: Compressed air – Part 1: contaminants and purity clases.

4.2 PROGRAMAS DE CÁLCULO

En el desarrollo de este proyecto se han empleado los programas informáticos siguientes:

- DS-SolidWorks® 2020: para la realización del modelo 3D, así como los planos.
- MS-Excel®: para la realización de diferentes cálculos empleados en el proyecto.
- SMC-PneuDraw®: empleado en el diseño del circuito neumático, así como sus planos.
- DST-Working Model® 2D: utilizado en el diseño del mecanismo de las ruedas.

4.3 BIBLIOGRAFÍA

- [4] AEROGO. 2014. Instrucciones de operación y de mantenimiento, Sistema de desplazamiento utilizando modulos de carga Aerogo. [Consulta: 2-05-2020]. Disponible en: <https://www.aerogo.com/wp-content/uploads/2016/01/13055-Load-Module-Systems.pdf>
- [5] AIRFLOAT. [Consultado: 25-01-2021]. Disponible en: <https://airfloat.com/es/>
- [6] BATTERIES4PRO, 2014. Comparación de NI-CD, NI-MH, las baterías de Li-Ion.[Consultado:27-01-2021].Disponible en: <https://www.batteries4pro.com/es/blog/4-comparaci%C3%B3n-de-ni-cd-ni-mh-las-bater%C3%ADas-de-li-ion>
- [7] BOOANT. [Consultado: 25-12-2020]. Disponible en: <https://booant.com>
- [8] BRANDON. 2015. La neumática. [Consultado: 15-12-2020]. Disponible en: <http://brandonperdomo12345.blogspot.com>
- [9] CABRERA PAREDES, A.X.; CALLE PEREZ, C.R. 2016. Selección del motor eléctrico, controlador y batería para el vehículo formula SAE de la Universidad politécnica salesiana. POZO PALACIOS, J. (Dir.). Trabajo fin de grado, Universidad Politécnica

- Salesiana. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/12753/1/UPS-CT006618.pdf>
- [10] CARMONA BENJUMEA, A. 2001. Datos antropométricos de la población laboral española. Revista del Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el trabajo, Nº14, pp. 22-30. ISSN 1575-1392.
- [11] CARRETILLASELEVADORAS24. Transpaletas, una carretilla elevadora práctica. [Consultado: 2-11-2020]. Disponible en: <https://carretillaselevadoras24.es/transpaletas-una-carretilla-elevadora-practica/>
- [12] CATÁLOGO, PUSKA 2020. [Consulta: 5-12-2020]. Disponible en: <https://www.puska.com/content/dam/brands/Puska/catalogos/PUSKA%20-%20Catálogo-Tarifa%202020%20-%20LR.pdf>
- [13] CATÁLOGO, CONDESA. Tubo de precisión. [Consultado: 3-02-2020]. Disponible en: http://www.condesa.com/pdf/es/tuboprecision_cat.pdf
- [14] CATÁLOGO, SMC. Racordaje de acero inoxidable 316 [Consultado: 12-12-2020]. Disponible en: https://content2.smcetech.com/pdf/KQG2-KFG2_ES.pdf
- [15] CATÁLOGO, SMC. Tubos de nylon, Serie T/TIA. [Consultado: 10-12-2020]. Disponible en: https://content2.smcetech.com/pdf/T_ES.pdf
- [16] CATÁLOGO, SMC. Válvula de 3 Vías, Serie SY300/500. [Consultado: 10-12-2020]. Disponible en: https://www.smc.eu/smc/ProductsRepository/newSY3000_5000/catalogues/newSY3000_5000_cat_es.pdf
- [17] CHAIDEZ, E.; BHATTACHARYYA, S.; KARPETIS, A. 2019. Levitation Methods for Use in the Hyperloop High-Speed Transportation System. [Consultado: 15-05-2020]. Disponible en: <https://www.mdpi.com/1996-1073/12/21/4190>
- [18] CREUS SOLÉ, A. 2007. Neumática e Hidráulica. Barcelona: Alfaomega. ISBN 84-267-1420-X
- [19] CUESTA CAPELLAN, G. 2017. Caracterización del tren de potencia de un vehículo eléctrico de categoría L7 tipo Smart. HERNANDEZ, E. (Dir.) Trabajo fin de máster, Escola Técnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/108997/tfmguillermocuestafinal.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [20] DIVISION OF MECHANICAL ENGINEERING, B.V. 1989. Studies in mechanical engeneering, Hovercraft Technology, Economics and Applications. Ottawa: Elsevier. ISBN 0-444-88152-2
- [21] DUKE, J. 2017. Deposito acumulador neumático. [Consultado: 15-12-2020]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=W6TpzR47IF0>
- [22] ENTIDAD REGIONAL DE CASTILLA Y LEON. 2010. Manual técnico de diseño y cálculo de redes de vapor. [Consultado: 5-12-2020]. Disponible en: https://energia.jcyl.es/web/jcyl/Energia/es/Plantilla100Detalle/1273563855326/_/1284159036625/Redaccion
- [23] ENTIDAD REGIONAL DE CASTILLA Y LEÓN. 2012. Manual técnico, Aire Comprimido. [Consultado: 1-12-2020]. Disponible en: http://energia.jcyl.es/web/jcyl/Energia/es/Plantilla100Detalle/1273563855326/_/1284245548057/Redaccion
- [24] ERDMAN, A.E.; SANDOR, G.N. 1998. Diseño de mecanismos, análisis y síntesis. Mexico: Prentice hall, Ed 3. ISBN 970-17-0163-1
- [25] GONZÁLEZ DELGADO, C. 2017. Diseño, desarrollo, control e implementación de un compresor en un vehículo tranviario. TERESA FERNÁNDEZ, I. (Dir.) Trabajo

- fin de grado, Universidad de la laguna. Disponible en: <https://riull.ull.es/xmlui/handle/915/5855>
- [26] GWL. [Consultado: 25-12-2020]. Disponible en: <https://shop.gwl.eu>
- [27] INSTRUCCIONES, PUSKA. Compresores de pistón industriales N/S
- [28] LÓPEZ FERNÁNDEZ, R. 2008. Sistemas de almacenamiento, manipulación de mercancías, Cap. 3. La organización interna del almacén. Madrid: Cengage Learning Paraninfo S.A. Ed 2. ISBN 978-84-9732-655-1
- [29] LOPEZ, J. 2020. General motors engineers experimented with hovercrafts in the 1960. [Consultado: 5-09-2020]. Disponible en: <https://gmauthority.com/blog/2020/08/general-motors-engineers-experimented-with-hovercrafts-in-the-1960s/>
- [30] MAHESH, S. [et al] 2013. "Air Caster with Scissor Lift" A Systematic Review, Ijetae Vol.3, pp. 527-531. ISSN 2250-2459.
- [31] MANUTENCIÓN LECUONA. Venta, mantenimiento y alquiler de carretillas elevadoras. [Consultado: 5-09-2020]. Disponible en: <http://manutencionlecuona.es/transpaletas/>
- [32] MÁSFERRETERIA. [Consultado 21-01-2021]. Disponible en: <https://www.masferreteria.com/blog/tipos-de-compresores-usos/>
- [33] Mills, D. 2004. Pneumatic Conveying Design Guide. Burlington: Elsevier. Ed 2. ISBN 0-7506-5471-6
- [34] MUNDO COMPRESOR. [Consultado: 21-01-2021]. Disponible en: <https://www.mundocompresor.com/diccionario-tecnico/compresor-de-paletas>
- [35] NAYAK, H. [et al] 2013. Design and Analysis of Air Film Transporter. Ijetae Vol.2, pp. 2075-2080. ISSN 2278-0181.
- [36] NIGEL. 2013. Toivo Kaario and Hovercraft. [Consultado: 3-11-2020]. Disponible en: <http://www.alternativefinland.com/toivo-kaario-hovercraft/>
- [37] PAREDES LÓPEZ, JJ. 2016. Diseño de las redes de aire comprimido y transporte neumático en un astillero. PÉREZ GARCIA, J. (Dir.) Trabajo fin de grado, Universidad Politécnica de Cartagena. Disponible en: <https://repositorio.upct.es/xmlui/handle/10317/5707>
- [38] PATEL, C. *et al.* 2018. "Design and Development of Air Floating Transportation System". International Journal for Scientific Research & Development Vol.6, pp. 497-501. ISSN 2321-0613.
- [39] PEIRÓ VISPE, S.; REINA JEREZ, K.; 2016. Estudio, diseño y construcción de un hovercraft por control remoto de 0,63 metros de eslora. TORRALBO GAVILÁN, J (Dir.). Universitat Politècnica de Catalunya. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/handle/2117/89549>
- [40] PROFISHOP. Transpaleta manual de chasis bajo Jungheinrich AM 15l. [Consultado: 6-09-2020]. Disponible en: <https://www.jungheinrich-profishop.es/Transpaleta-manual-de-chasis-bajo-Jungheinrich-AM-15l-longitud-de-horquilla-1150-mm-41893-116650/>
- [41] PUSKA. Características técnicas, compresor de pistón hierro fundido.
- [42] RAYMOND. 2014. Raymond marks 75th anniversary of product innovation in material handling. [Consultado: 5-09-2020]. Disponible en: <https://www.raymondcorp.com/news/2014/hpj-75th-anniversary>
- [43] REITEC. Valores de intensidad de los motores a plena carga y formulas eléctricas. [Consultado: 28-12-2020]
- [44] SOLVING. About air casters. [Consultado: 3-11-2020]. Disponible en: <https://www.solving.com/products/air-bearing-modules-for-heavy-loads/air-caster/>

- [45] TABURETE JHONS. 2017. Los usos y las ventajas de los apiladores manuales. [Consultado: 3-11-2020]. Disponible en: <http://www.oberaxe.es/los-usos-las-ventajas-los-apiladores-manuales/>
- [46] TRUCKS&TROLLEYS. The history of the hand pallet truck. [Consulta: 2-11-2020]. Disponible en: <https://www.trucksandtrolleys.co.uk/history-hand-pallet-truck/>
- [47] WIKI NEWAGLE. EV-Components, Electric & Hybrid. [Consultado: 30-12-2020]. Disponible en: <https://wiki.neweagle.net/index.php?title=EV-Components>
- [48] WIKIVISUALLY. Air caster. [Consultado: 4-11-2020]. Disponible en: https://wikivisually.com/wiki/Air_caster
- [49] YUN, L.; BLIAULT, A. 2000. Theory and Design of Air Cushion Craft. London: Arnold. ISBN 0-340-67650-7
- [50] HELESA GANTER. [Consultado: 22-12-2020]. Disponible en https://www.elesa-ganter.es/es/esp?gclid=Cj0KCQiA0-6ABhDMARIsAFVdQv8JhBNA0uZBG5GdHNhbJuYttagnXfnmgJap9ADv18zXdk2IAY_dguwaAgEJEALw_wcB

5. DATOS DE PARTIDA DEL DISEÑO

La carga para transportar serán pallets estándar europeos de 1200x800 mm, y una carga dinámica de 1500 kg. Haciendo uso de la tecnología air caster, para la elevación y traslado, moviéndose por suelos de hormigón sellado y baldosas.

La transpaleta ha de ser omnidireccional, y transmitir cargas repartidas al suelo de tal forma que el peso de la carga no dañe las superficies susceptibles de sufrir daños.

6. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

6.1 ESTRUCTURA BANCADA Y SOPORTE DE EQUIPOS

La estructura de la transpaleta, ver Fig. 7, tiene unas dimensiones máximas de 1700x900mm., y está compuesta por dos conjuntos estructurales, la bancada o chasis y soporte de equipos.

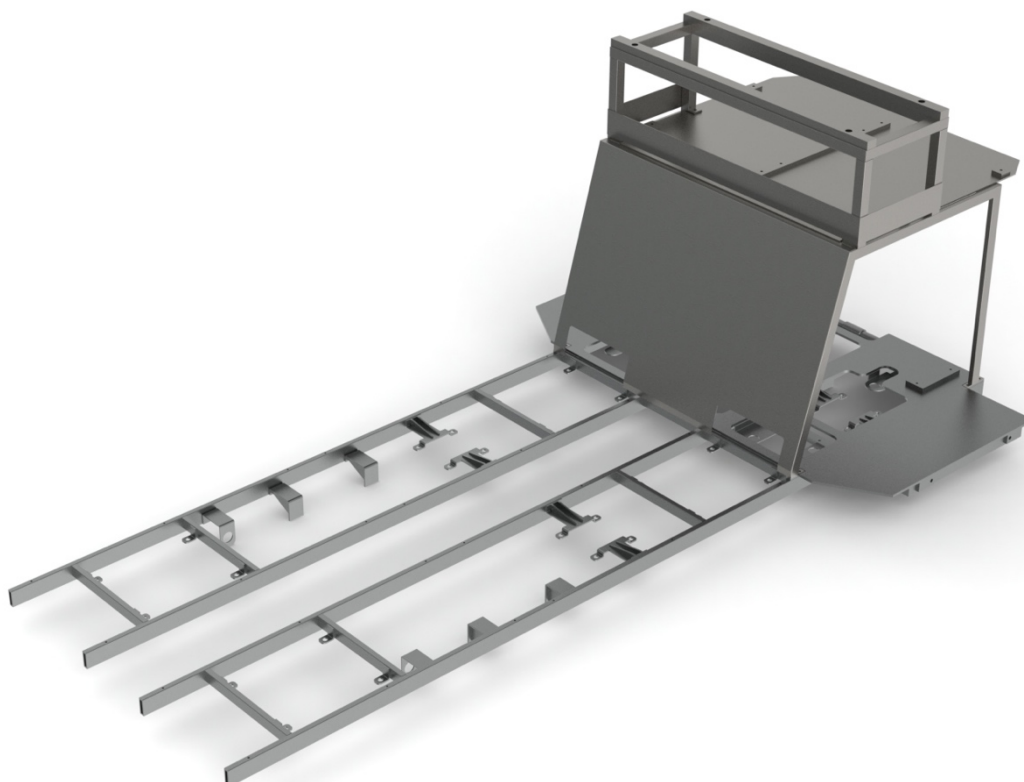


Fig. 7 Estructura de la transpaleta

6.1.1 Estructura bancada

La transpaleta ha de tener la capacidad de meterse bajo el pallet, para esto ha de cumplir con las limitaciones geométricas impuestas por el pallet estándar europeo Fig. 8, cada patín de la horquilla como máximo puede tener unas dimensiones de 227,50x100 mm.

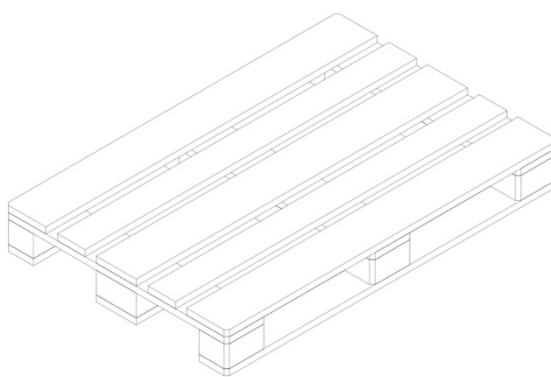


Fig. 8 Pallet

Para la conformación de la estructura se pueden emplear perfiles o tubos, los perfiles ofrecen una alta capacidad de carga al mismo tiempo que flexibilidad, en cambio debido a sus formas angulares su montaje mediante uniones soldadas se vuelve más compleja, además de su peor comportamiento a torsión y a pandeo, que los tubos. Por otro lado, los tubos, rectangulares o cuadrados, ofrecen por su forma cerrada y bajo peso, un mejor comportamiento a torsión y a pandeo, además presentan gran facilidad de montaje, lo que permite realizar de mejor manera uniones simples por soldadura. Las superficies de un tubo son reducidas, sin ángulos vivos, permitiendo por ello un fácil mantenimiento y protección contra la corrosión.

Existen comercialmente dos posibles clases de tubos a emplear, por un lado, tubo estructural, ofrecen espesores mayores de 3 mm y sus dimensiones mínimas para un tubo cuadrado son de 80x80 mm, en el caso de tubo rectangular la sección mínima fabricada es de 120x80 mm. Por otro lado, los tubos de precisión están destinados a aplicaciones en las que se requieren, requisitos de precisión dimensional, espesores de pared bajos, y por lo tanto pesos contenidos, y buen acabado superficial en la pared exterior.

Se elige realizar la estructura con tubos, por su facilidad de montaje y de mantenimiento, para ello se emplean tubos de precisión, puesto que ofrecen mayor precisión dimensional y su

catalogo presenta mayores posibilidades de diseño que cumplan con las limitaciones geométricas, además de un buen acabado superficial.

La bancada está formada finalmente por tubos de precisión con sección de 30x20x2,5 mm, empelados para las vigas longitudinales, encargadas de transmitir la totalidad de la carga del conjunto a ocho tubos rectangulares dispuestos transversalmente, con una longitud cada uno de ellos de 207,5 mm y con una sección de 20x10x1 mm, estos tubos transmiten las cargas a los módulos de carga encargados de transferir las cargas al suelo.

Debido a las dimensiones del depósito acumulador, la zona posterior de la transpaleta se ensancha, usando para ello tubos de precisión de sección 30x20x2,50 mm, estos tubos soportan el peso del depósito.

Se ha contemplado la utilización de acero S275 y S355, con la sección elegida en el punto crítico de la viga longitudinal el acero S275 no cumple en interacción de esfuerzos, por ello para la totalidad de la estructura de la bancada se ha empleado acero S355, que cumple con las exigencias de resistencia (Apartado 5.1.4 del Anexo V) lo que garantiza la integridad estructural Fig. 9.

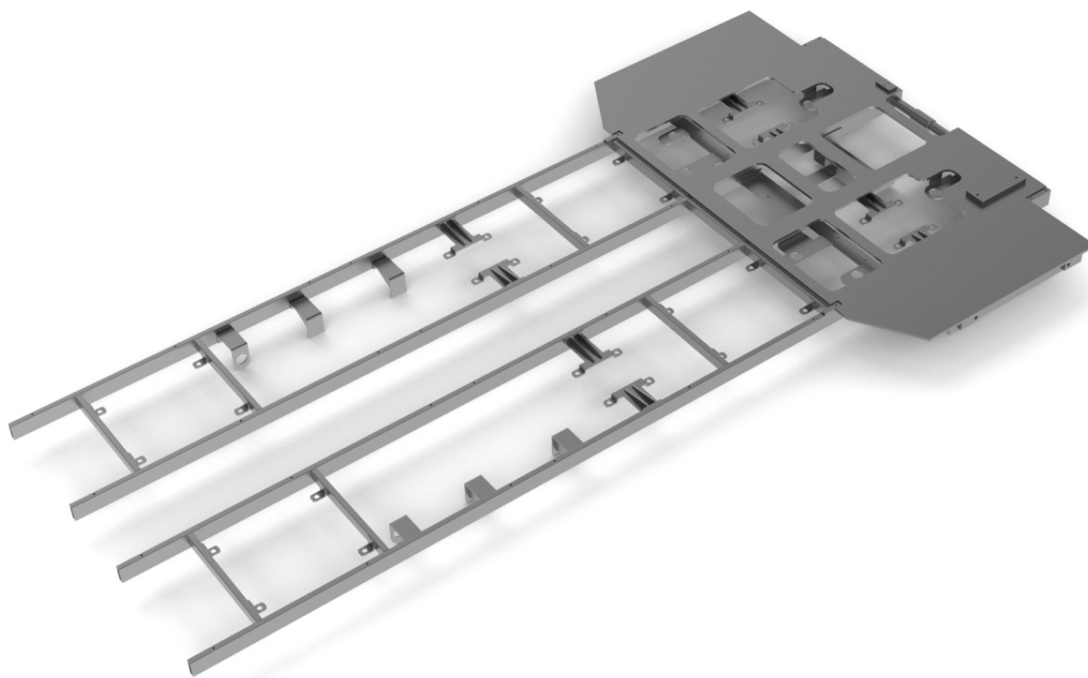


Fig. 9 Bancada

6.1.2 Estructura soporte de equipos

La estructura, soporte de equipos, ver Fig. 10, se divide en tres niveles: en el nivel más elevado se asienta la bancada del compresor, al igual que en el apartado (6.1.1) se emplean tubos de precisión, en este caso se elijen tubos cuadrados de 20x20x1mm; en un segundo nivel se encuentra las baterías que reposan sobre tres tubos de precisión de 20x25x1mm, y, por último, dos pórticos de sección rectangular 10x20x1mm.

Para la estructura soporte de equipos se emplea acero S275. Esta estructura se encuentra atornillada al chasis.



Fig. 10 Soporte equipos

6.2 ELEVACIÓN Y TRASLADO

En este apartado se contemplan las posibles soluciones para, la elevación de la carga, así como para el movimiento en vacío y cargado de la transpaleta. La solución elegida ha de cumplir con las características básicas de ser omnidireccional y que el traslado de la carga se realice sobre una lámina de aire, manteniendo la carga repartida transmitida al suelo, lo que posibilita el movimiento en superficies susceptibles de ser dañadas.

6.2.1 Elevación

Para trasladar el pallet este se ha de elevar del suelo unos milímetros. La transpaleta ha de poder elevar la carga por si misma, para ello se han evaluado dos posibles soluciones, la elevación mediante air casters y la elevación guiada.

Air caster: la horquilla de la transpaleta se introduce bajo el pallet, y gracias al empleo de la tecnología de colchones de aire, air caster, la carga se eleva, permitiendo el movimiento.

El principio de funcionamiento de la tecnología air caster es similar al de un *Hovercraft*: una masa de aire mantenida a mayor presión que la atmosférica llena un hueco bajo la carga. El aire escapa constantemente de este hueco, denominado cámara impelente o *plenum*, creando una fina película de aire lubricante entre el suelo y el módulo de carga. La carga está sustentada a unos milímetros del suelo, virtualmente no hay fuerza de rozamiento, lo que permite moverla con relaciones de fuerza de unas pocas decenas de kilos fuerza aplicada, por mil kilos de carga [30].

A continuación, se describen los elementos habituales que tiene un diseño de air caster, Fig. 11.

- Bolsa de aire: Usualmente con forma de toroide y fabricada en neopreno, en esta cámara se encuentra el aire a presión constante fluyendo a través de unas pequeñas perforaciones, a la cámara impelente. Mejora la eficiencia al impedir que el aire se escape inmediatamente, reteniendo una parte en la cámara impelente y por ello beneficiando que el caudal requerido sea menor.
- Cámara impelente: se trata de una cámara de aire de transición por la cual fluye el aire a mayor presión, de la bolsa de aire toroide al exterior, con menor presión.

- Estructura de montaje: se trata de la estructura que da rigidez al elemento air caster, en ella están integradas las conexiones y los tubos neumáticos que proveen de flujo a los air caster, puede estar construida, en aluminio extruido o mediante tubos y chapas soldadas.
- Soportes de reposo o cojín de aterrizaje: apoyos de la carga cuando los air casters no se encuentran en funcionamiento. Estos trasladan el peso al suelo cuando los air caster no se encuentran funcionando.

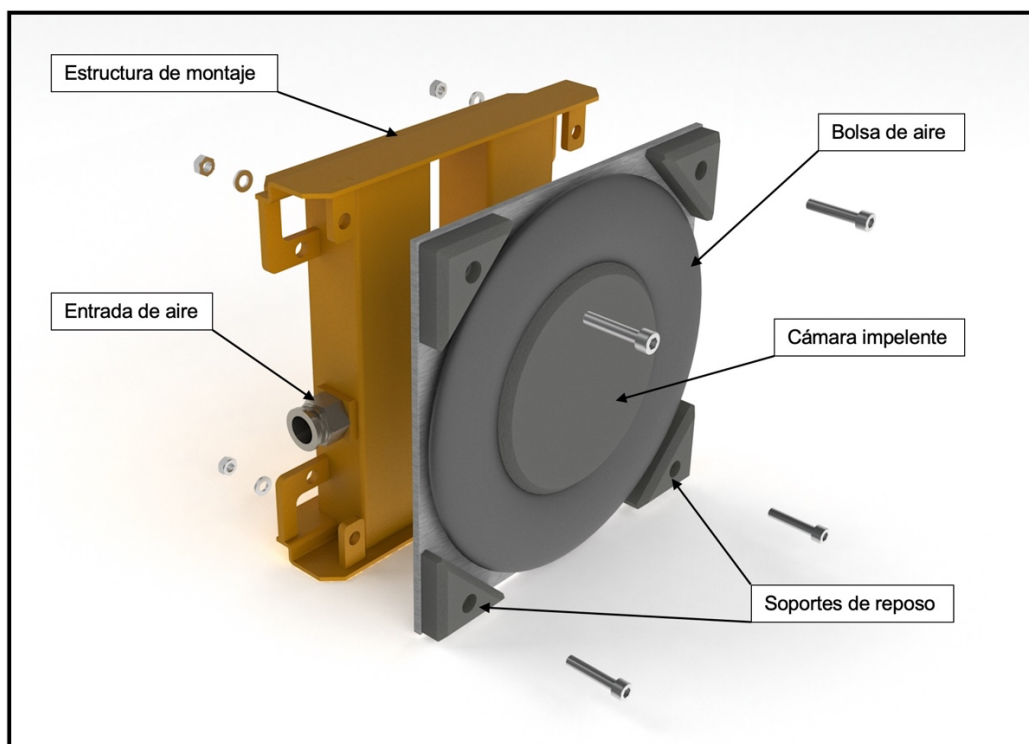


Fig. 11 Partes módulos de carga

La operativa de hinchado de los air caster se divide en tres estadios, mediante los cuales se llega a la elevación de la carga que reposará sobre una delgada lámina de aire:

- ESTADIO 1

El aire no está siendo suministrado, la carga descansa sobre los cojines de aterrizaje, que pueden estar contruidos tanto en el propio módulo de carga, como en el bastidor. En esta fase el vehículo está en estado de reposo y es imposible su traslado. Las cargas se transmiten al suelo Fig. 12.

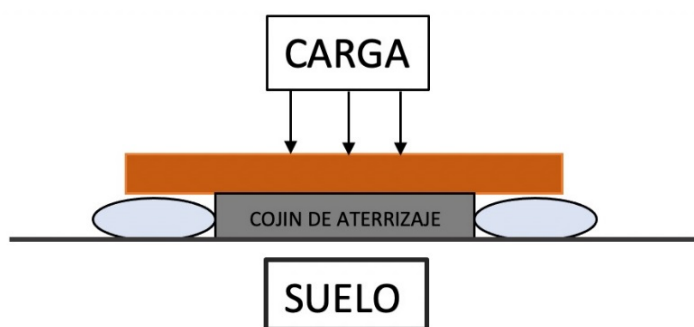


Fig. 12 Estadio 1

- ESTADIO 2

Cuando se inyecta aire a cierta presión en los air casters, la bolsa toroide aumenta su volumen, generando un aumento de presión entre el suelo y la plataforma de carga, como se muestra en la Fig. 13. Dicha presión provoca que los cojines de reposo se despeguen del suelo junto a la carga, la carga se levantará una altura H del suelo correspondiente con la del toroide. Este aire a presión fluye a través de unos pequeños agujeros en el perímetro interior del toroide, llenando la cámara impelente la cual se encuentra en el centro del toroide.

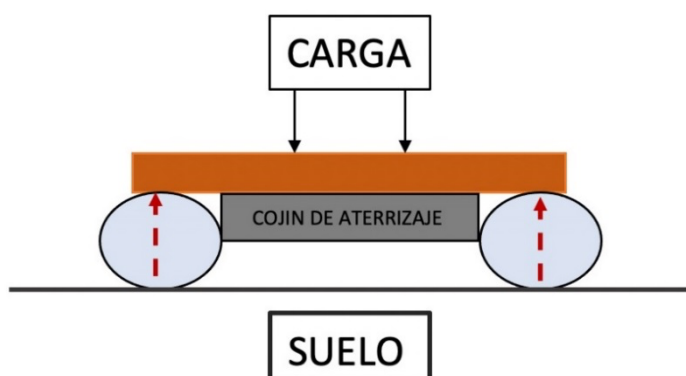


Fig. 13 Estadio 2

- ESTADIO 3

Una vez que la bolsa toroide a alcanzado la suficiente presión, el aire a alta presión de la bolsa toroide, pasa por los orificios interiores a la cámara impelente, en donde la presión comienza a aumentar. Cuando la presión alcanza un valor tal que, multiplicado por el área supera a la de la carga, el conjunto se eleva despegándose de la superficie, creando una delgada ranura, en el exterior del perímetro del toroide, entre el suelo y la bolsa de aire toroide, de tan solo unos pocos milímetros, por la que escapa constantemente el aire, produciendo una fina lámina de aire sobre la que descansa la totalidad del peso del conjunto [38], como se puede ver en la Fig. 14.

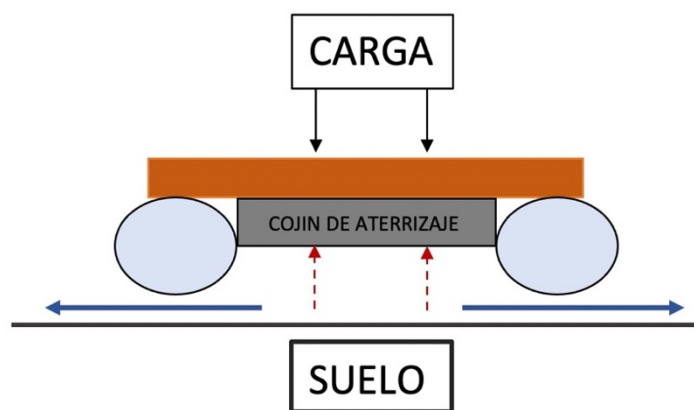


Fig. 14 Estadio 3

Para la implementación de esta tecnología a la transpaleta se contemplan dos posibilidades:

- El uso de air casters comerciales.
- Air casters personalizados.

Existe un relativamente extenso espectro de marcas como, AirFloat, AeroGo, HoVair, Finer, etc, que ofrecen un rango de air casters comerciales. Esta opción resulta más económica que la realización de un diseño propio, empero las características estan limitadas al rango de alturas de elevación, pesos, geometrías, dimensiones y condiciones neumáticas, presión y caudal, ofrecidas en catálogo.

Los air caster personalizados ofrecen como ventaja una plena adaptación del diseño de estos, a las características técnicas requeridas en este proyecto. En contra esta opción conlleva un

mayor coste asociado, pues se necesita de más tiempo, tanto de diseño como de fabricación, ajuste y montaje.

Elevación guiada (Fig. 15): como solución a la elevación de la carga, empresas como AirFloat, ofrecen patines neumáticos o air caster con elevación guiada. En este sistema la elevación de la carga se realiza con una bolsa de aire intermedia, entre el air caster y la plataforma de carga, a diferencia de las soluciones contempladas anteriormente las cuales aprovechaban la altura gana por la bolsa toroide, del propio air caster, para la elevación de la carga.

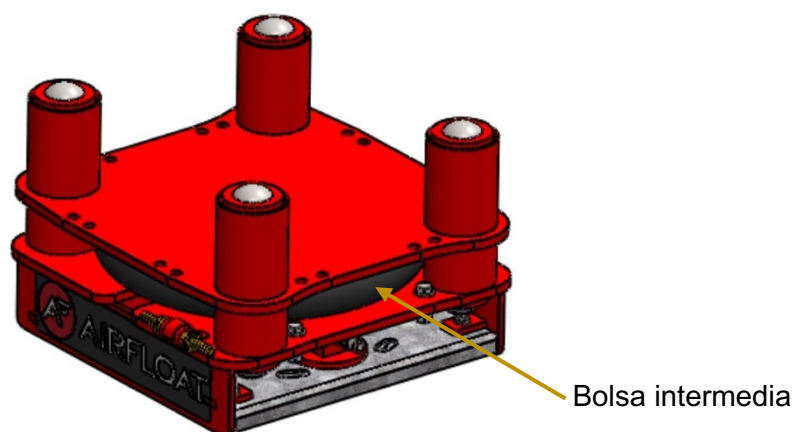


Fig. 15 AirFloat elevación guiada [5]

El funcionamiento de air caster con elevación guiada, es el siguiente: se inyecta el aire a la bolsa intermedia, esta comienza a hincharse. Con el aumento de la presión en la bolsa, se empieza a elevar la plataforma superior, guiada por cuatro cilindros, sobre la que se posa la carga. La bolsa tiene una entrada de aire de alimentación y una salida que alimenta el air caster, el cual es empleado para generar la película lubricante de aire que permite el desplazamiento.

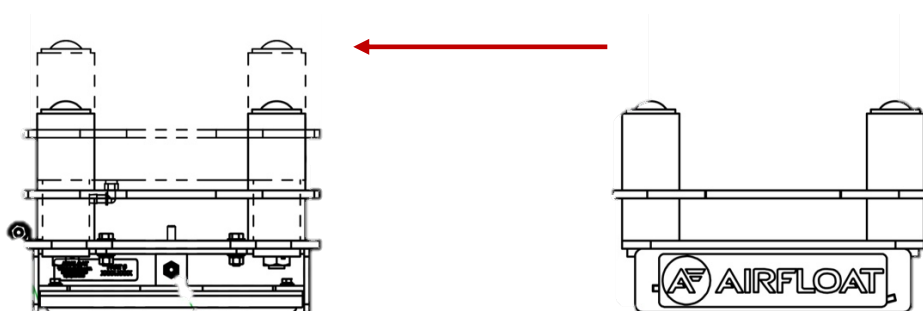


Fig. 16 Proceso de elevación [5]

Con este tipo de sistemas se pueden conseguir alturas de elevación de 146 mm gracias a el sistema de elevación guiada. Suelen tener una capacidad de carga por modulo de 1134 Kg y por lo general se trata de sistemas voluminosos.

Esta opción es descartada, pues sus dimensiones generales, debido a la plataforma móvil y la altura de los cilindros guía, no son inferiores a 391x362x352 mm lo que excede las dimensiones limite, con una altura de 100 mm, y una anchura de 227,5 mm, condición impuesta por las medidas del pallet estándar europeo.

Para que los patines de la transpaleta deslicen con seguridad por debajo del pallet, la altura de la bancada más la de los módulos no ha de ser superior a 82 mm, además el pallet elevado ha de tener una distancia mínima con el suelo de 7 mm, por lo que la altura a salvar por el air caster empleado, ha de ser de al menos 25 mm (Fig. 17).

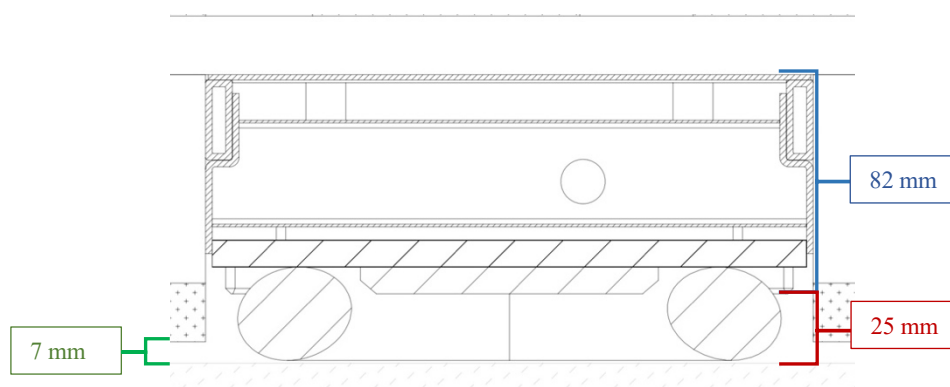


Fig. 17 Altura libre

La elevación efectiva máxima en air casters que cumplan además con las dimensiones máximas, es de 10 mm para los módulos de AeroGo 4K8NSML, que cumple dimensionalmente al presentar unas dimensiones de 206x206x48 mm, pero no cumple con la altura de elevación efectiva que es de 10 mm, siendo la mínima requerida de 25 mm. Otros air caster comerciales como el modelo AF01012-4 de AirFloat no cumplen en dimensiones ni en altura de elevación. Además, los módulos de carga comerciales a excepción del ya mencionado de AirFloat que, sí cuenta con la posibilidad de ser atornillado, las demás opciones estudiadas, no cuentan con la posibilidad de uniones atornilladas ni otra forma de unión que no sea la de la simple fricción debida al peso de la carga. Esto se debe a que los air caster comerciales son diseñados como módulos independientes para el traslado de

múltiples cargas. Por lo que la utilización en este proyecto de módulos de carga comerciales queda descartada.

Se elige, por tanto, un sistema de carga mediante el empleo de air casters personalizados, diseñados y fabricados a medida por parte de una subcontrata, cumpliendo las características técnicas dispuestas en este proyecto. Adaptándose a lo mostrado en la Fig. 18.



Fig. 18 Air caster comercial [4]

6.2.2 Traslado en vacío (Fase 1)

La transpaleta se considera que se esta trasladando en vacío cuando no porta carga útil, trasportando únicamente su tara. Para el transporte en esta fase se evalúan tres soluciones.

Ruedas: se trataría de un juego de tres ruedas abatibles, dispuestas en los patines de la horquilla y en la zona posterior de la transpaleta. Las ruedas, serían desplegadas para el traslado de la transpaleta sin carga y recogidas en el momento en el que los air caster entren en funcionamiento, sustentando la carga, no entorpeciendo así la operación de traslado.

El empleo de este juego de ruedas tiene como beneficio su bajo coste, además como tan solo soportan el propio peso de la transpaleta, aunque las cargas al suelo sean puntuales, al ser el peso portado bajo, cumple con la condición de diseño, de ser apto para suelos susceptibles de ser dañados.

En cambio, la utilización de este sistema supone la pérdida de la agilidad en la maniobrabilidad en zonas angostas, que es omnidireccional al usar air casters, luego esta solución queda descartada por no cumplir con este requerimiento de diseño. Además, al disponer de partes móviles, su mantenimiento es más costoso que al usar ruedas de aire, air

casters. En el apartado 7 del documento Anejos se ha incluido, como solución alternativa a la finalmente adoptada, el diseño y cálculo de un sistema de ruedas plegables.

Aumento del caudal: este sistema se basaría en la idea de que, aumentando o disminuyendo el caudal que se inyecta a los air caster se puede regular la altura de elevación. Luego se tendrían dos caudales, uno para baja altura, correspondiente al movimiento sin el pallet, que permite que la transpaleta quepa debajo de este. Un segundo caudal que posibilita elevar el pallet y así poderlo transportar.

Esta solución emplearía tan solo un juego de 4 air casters, tanto para la fase 1 como para la 2, tan solo cambiaría el caudal aportado en cada fase, esto suponen un ahorro, pues no sería necesario hacer uso de ruedas u otro tipo de sistema.

Esta opción queda descartada puesto que se comprueba que el caudal y la altura de elevación no guardan una relación directa, por lo que un aumento de caudal no supone un aumento en la altura de elevación, en la Fig. 19 se recogen las alturas efectivas y caudales del catalogo de AeroGo. La altura de elevación es función de las dimensiones de la bolsa toroide, así como de la presión requerida.

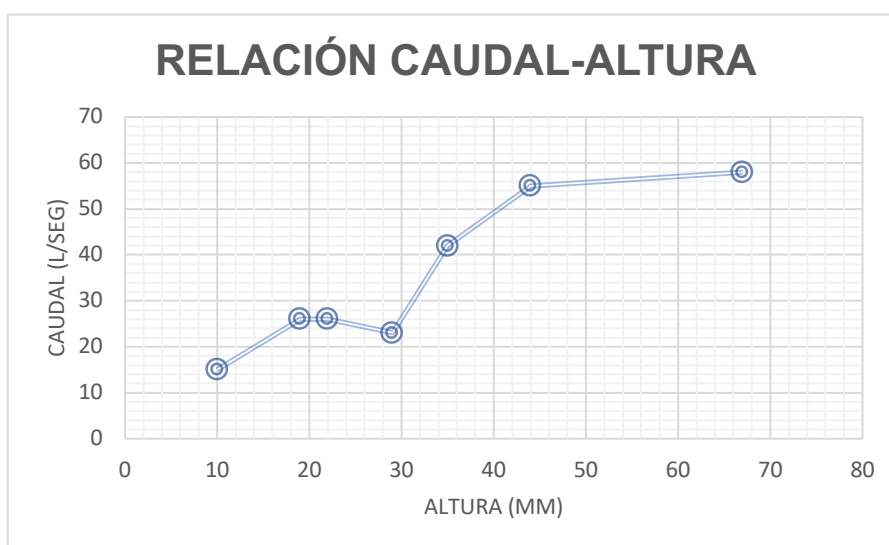


Fig. 19 Gráfica, caudal-altura [4]

Air casters: en esta opción se haría uso de un segundo juego de 4 air casters con dimensiones, presión y caudal diferentes, así cuando se traslada la transpaleta descargada, se usaría este juego de air caster que produce una menor altura de elevación, por la geometría de su bolsa de aire toroide, siendo capaz de deslizarse bajo el pallet y con una

capacidad de carga menor que con el juego de air casters empleados con el sistema cargado. Ambos juegos de air casters, fase 1 y fase 2, son independientes en su funcionamiento. Esta solución implica una mayor adecuación a las características requeridas en la fase 1, por el contrario, supone un mayor coste que las dos opciones anteriores, así como un incremento del peso del conjunto.

La solución elegida será la que emplea un segundo juego de air casters de diseño propio, que habrá de cumplir, según lo dispuesto en (Apartado 1.4.2) (Anexo 1), con que la altura de elevación no sea mayor de 10 mm, permitiendo el deslizamiento de los patines por debajo del pallet. Además, según lo calculado en el (Apartado 1.1) (Anexo 1) ha de poder elevar la tara de la transpaleta 308 Kg.

Se tiene por tanto un módulo de carga (Fig. 20), para el transporte en vacío, que según lo calculado en el (Anexo 1) dispone de las siguientes características:

- Diámetro exterior de la bolsa toroide: 150 mm
- Dimensiones del módulo de carga: 155x150x75 mm
- Altura de elevación: 10mm
- Altura de la lámina de aire: $15,4\mu\text{m}$
- Caudal de alimentación de: 10,5 l/min
- Presión requerida en la cámara impelente: 54.472 Pa

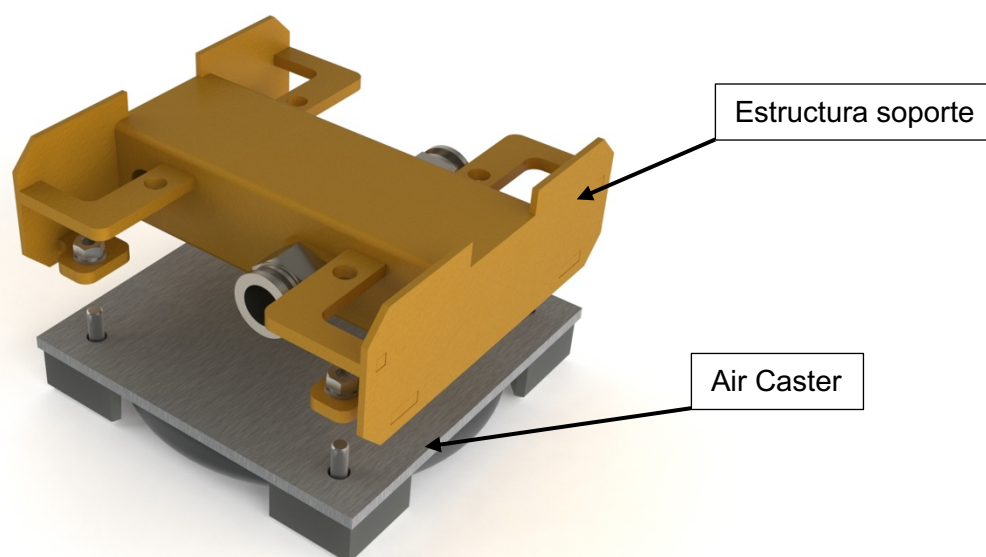


Fig. 20 Módulo de carga, fase 1

6.2.3 Traslado cargado (Fase 2)

La fase 2 corresponde al traslado de la carga útil cumpliendo con las condiciones iniciales de diseño. Para ello, como esta dispuesto en el (Apartado 6.2.1, de este documento) se realiza un diseño de air caster que cumpla con que la altura mínima de elevación sea de 25 mm, dejando un margen entre el suelo y el pallet de al menos 7 mm. El juego de air casters ha de ser capaz de elevar la carga de 1808 kg.

Se tiene un módulo de carga (Fig. 21), para el trasporte de la carga útil. Que según lo dispuesto en el (Anexo 1) dispone de la siguientes características básicas:

- Diámetro exterior de la bolsa toroide: 220 mm
- Dimensiones del módulo de carga: 227,5x220x75 mm
- Altura de elevación: 25 mm
- Altura de la lámina de aire: 15,4 μ m
- Caudal de alimentación de: 103,25 l/min
- Presión requerida en la cámara impelente: 146. 292 Pa

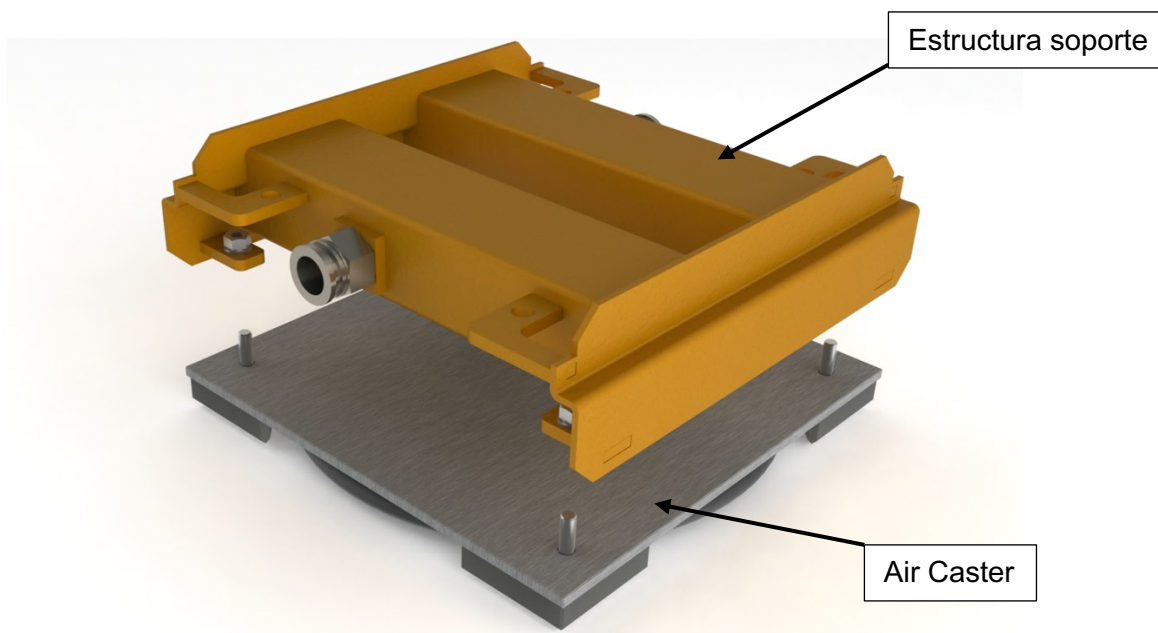


Fig. 21 Módulo de carga, fase 2

6.3 PRODUCCIÓN Y MANEJO DE AIRE COMPRIMIDO

En este apartado se valorarán las opciones de diseño para la alimentación y distribución de aire a los air casters.

6.3.1 Autonomía

Se ha evaluado que la transpaleta sea o no autónoma, tenga unidad de generación de aire a presión, propia, o esta sea externa, alimentándose de la red de aire comprimido general.

Suministro externo: en esta opción se tiene una conexión a la que se conecta un tubo flexible con la longitud requerida para moverse.

Este sistema tiene la ventaja de que la operación es silenciosa, pues al ser la fuente de compresión externa, esta se puede encontrar lejos del lugar en el que la transpaleta es utilizada, siendo el único ruido audible el del aire saliendo por los air casters.

En cambio, la transpaleta no es autónoma, luego es necesario una fuente de aire externa compatible para su funcionamiento, ya sea un compresor auxiliar o red general. Además, al tener que usar una manguera, resulta problemático si hay obstáculos o rincones en el almacén, limitando el rango de operación de la transpaleta a los metros de manguera disponibles y a los obstáculos entre la toma de aire y la zona de operación. El uso de una manguera también implica problemas de seguridad al poder causar accidentes tales como tropiezos o un uso incorrecto al conectar la manguera a la red antes que a la transpaleta.

Esta opción se descarta puesto que la limitación de movimiento implica que la maniobrabilidad por zonas angostas se vea muy limitada, siendo esta característica una condición inicial de diseño. Además, la cuota de mercado se vería reducida a aquellas instalaciones que dispongan de un red de suministro compatible.

Suministro propio: en esta opción, el compresor está integrado en la propia transpaleta, permitiendo el funcionamiento autónomo de la misma.

Esta solución aporta independencia en la operación, al no necesitar de fuentes externas de aire o alimentación eléctrica, siendo posible su uso en cualquier instalación. Además, al no hacerse necesario realizar ningún tipo de conexión neumática, la puesta en marcha es más rápida y segura, por lo tanto, la instrucción requerida por el operario es menor lo que se traduce en una mayor eficiencia.

Por el contrario, al tener instalado un compresor junto con el motor y generación de energía, la tara de la transpaleta será mayor.

Se opta por un suministro propio, pues aporta una mayor agilidad en la operación además de seguridad y eficiencia al ser los tiempos de puesta en marcha, menores.

6.3.2 Tipos de compresor

En el mercado se ofrecen un amplio rango de opciones de compresión (Fig. 22), los dos grupos principales en los que se pueden clasificar los compresores son, compresores de desplazamiento positivo, son el tipo de compresores más utilizado a nivel industrial, funcionan gracias a una cámara que permite cierto volumen de aire, esta cámara se va haciendo mas pequeña comprimiendo el aire. En compresores dinámicos o turbo compresores el aumento de presión se logra acelerando el aire utilizando un impulsor y luego ralentizando la velocidad del aire usando un difusor y voluta, para transformar la energía cinética en presión. Este tipo de compresores son usados en la industria química, así como en la generación de energía, o en cualquier industria que necesite de grandes volúmenes de aire.

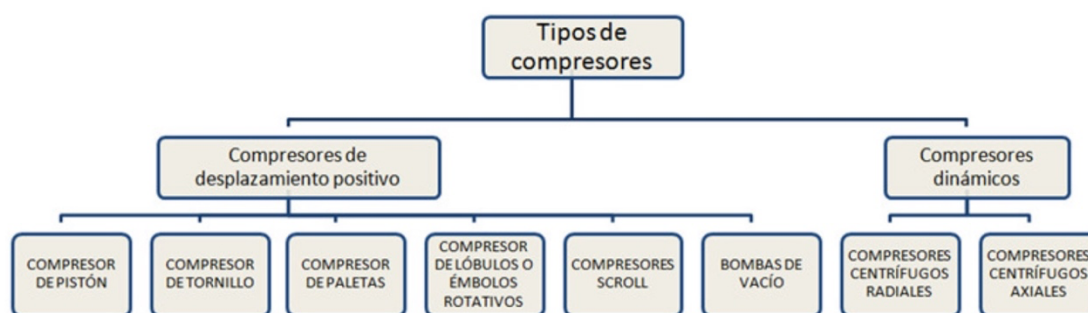


Fig. 22 Esquema clasificación de compresores [34]

Se han contemplado el uso de compresores de desplazamiento positivo, y mas específicamente se han tenido en cuenta por sus tamaños compactos y bajo peso, compresores de pistón y de paletas, a continuación, se evalúan estas dos opciones:

Compresor de paletas (Fig. 23):

Se trata de un compresor de desplazamiento positivo, que emplea un eje de paletas para la compresión del aire, este eje o rotor de paletas situado con una cierta excentricidad, gira dentro de la carcasa. Durante el giro del rotor, las paletas salen y entran siguiendo la pared interior de la carcasa, formando así cámaras entre el rotor y la carcasa. En la zona de

aspiración las cámaras son de mayor volumen creando una depresión que aspira el aire, estas cámaras se van reduciendo a medida que se acercan a la salida de aire comprimido.

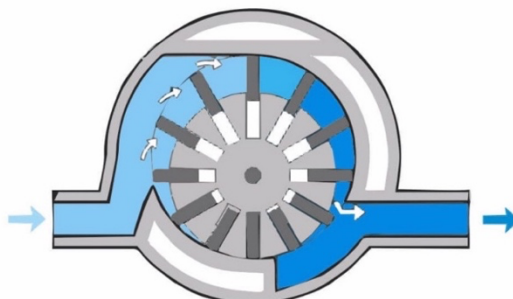


Fig. 23 Compresor de paletas [32]

Este tipo de compresores aportan un rango de presiones de 0,50-8 bar, sus dimensiones son contenidas requiriendo por tanto poco espacio, y su funcionamiento es silencioso. Además, cuentan con conexión directa a un motor eléctrico, pues funcionan a altas revoluciones. Al no requerir de engrase, el mantenimiento es mínimo.

Esta opción es descartada pues no cumple con las exigencias de compresión requeridas para este proyecto (Apartado 2.3 del anexo 1).

Compresor de pistón (Fig. 24):

Al igual que el compresor de paletas, el compresor de pistones es un compresor de desplazamiento positivo. En este tipo de compresores se consigue la compresión por un cilindro al que entra el aire aspirado, por acción de un pistón accionado por una biela y un cigüeñal movido por un motor. Una vez el aire se encuentra en el interior del cilindro el pistón sube reduciendo el volumen y aumentando la presión del aire.

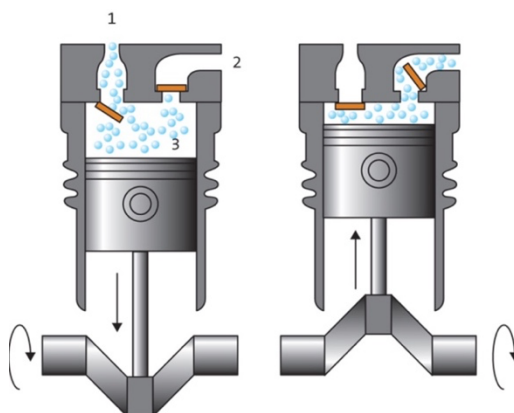


Fig. 24 Compresor de pistones [34]

Esta clase de compresores tienen altas relaciones de compresión, son además de gran eficiencia pues su flujo de aire es constante, aunque suelen funcionar de forma alterna, con periodos de descanso mientras el depósito acumulador sigue alimentando el circuito. Es de fácil mantenimiento pues al ser un tipo de compresor muy difundido no exige instrucción especializada previa.

Se opta finalmente por el modelo comercial de compresor alternativo de dos pistones y motor eléctrico PUSKA N-450-BM (III). Para absorber las posibles irregularidades de suministro del compresor se dispone de un depósito acumulador de 106 l.

La presión ha de poder regularse, desde la nominal del compresor 10 bar, a la del trabajo del circuito 6 bar. Además, se necesita purificar el aire suministrado, la filtración ha de ser capaz de filtrar partículas de 5 μm , según lo dispuesto en el (Apartado 2.5 del anexo 2).

Se selecciona un filtro-regulador comercial SMC AW30-B (Fig. 25) que cumple tanto la tarea de la regulación de la presión, como la de la filtración nominal requerida. Al disponer de filtro y la regulación en un solo elemento compacto, se ahorra en espacio.



Fig. 25 Filtro-Regulador, SMC AW30-B [16]

En cuanto a la distribución de aire comprimido, la traspaleta cuenta con dos circuitos: uno para alimentar los air caster de $\varnothing 150$ y el otro para los de $\varnothing 220$. La selección del circuito al que se le suministra aire está al cargo de una válvula biestable 5/2 con pilotaje neumático, gobernada por dos válvulas de pulsador accionadas por el operario.

6.4 PARTE ELÉCTRICA

El sistema funciona de manera autónoma mediante el uso de baterías, estas han de tener una densidad de potencia la mas alto posible, para reducir el volumen y peso de las baterías, esto se evalúa en el (Apartado 3.2 del Anexo 3). Se recomienda por tanto el uso de baterías de Li-ion con una autonomía de al menos 2 horas, para una capacidad de almacenaje de las baterías de 4,4 kWh. Las baterías de Li-ion son fáciles de mantener pues sus celdas no se dañan por una descarga completa de la batería, y su auto descarga es extremadamente baja con un 0,1% en comparación con la perdida de hasta el 50 % de su carga a los 4 meses, de baterías de NiMH. Su densidad de potencia es mayor que la de otro tipo de baterías como las de, níquel cadmio o níquel-metal hidruro. Esto supone que para la misma potencia las baterías de Li-ion pesan un 60% menos (Fig. 26).

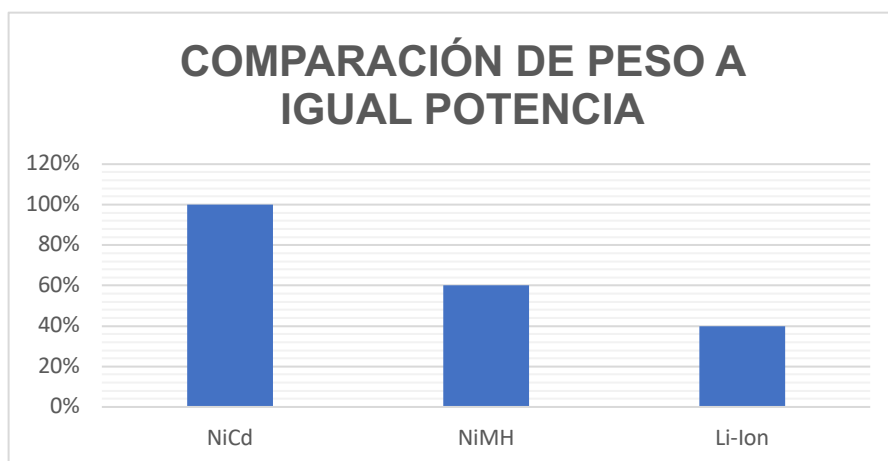


Fig. 26 Gráfica, densidad de potencia [6]

El modelo de baterías seleccionadas debe poder ser extraída con facilidad, realizando el cambio rápido de baterías. Se recomienda disponer de mas de un juego de baterías para que mientras unas estan en uso las otras se estén cargando. Esto aumenta la disponibilidad del sistema y cubre la eventualidad de que se agote la batería en medio de la nave.

El sistema eléctrico ha de disponer de un inversor, el cual convierta la corriente continua, suministrada por las baterías a corriente alterna trifásica a 400 V del motor eléctrico, esto es evaluado en el (Apartado 3.1 del anexo 3).

La transpaleta de ruedas de aire se puede deslizar con facilidad por pendientes con grados de inclinación bajos, lo que puede resultar en riesgo de aplastamiento si no se aplica la fuerza

resistiva suficiente en tales casos por parte del operario. Por ello y para otra coyuntura en la que sea necesario una desconexión inmediata, el sistema dispone de una seta de parada de emergencia.

6.5 ERGONOMÍA

Para la comodidad del operario y la reducción del riesgo de posibles lesiones debidas al uso de la transpaleta, el soporte del mango tiene una longitud de 1040 mm para una posición de 65 grados, siguiendo criterios de ergonomía según lo dispuesto en el (Apartado 4.1 del anexo 4). Además, el soporte del mango dispone una regulación del ángulo de 70°, lo que permite adaptarse a la comodidad del operario.

Además, de la longitud del mango, se dispone en el (Apartado 4.2 de anexo 4) del diámetro del mango para cumplir con el criterio de ergonomía, este ha de ser inferior a 64 mm.

Se escoge una empuñadura comercial Elesa Ganter i.780-80-M8-san-c1, se trata de una empuñadura de polímero, con 26,5 mm de diámetro, y de unión roscada (Fig. 27).

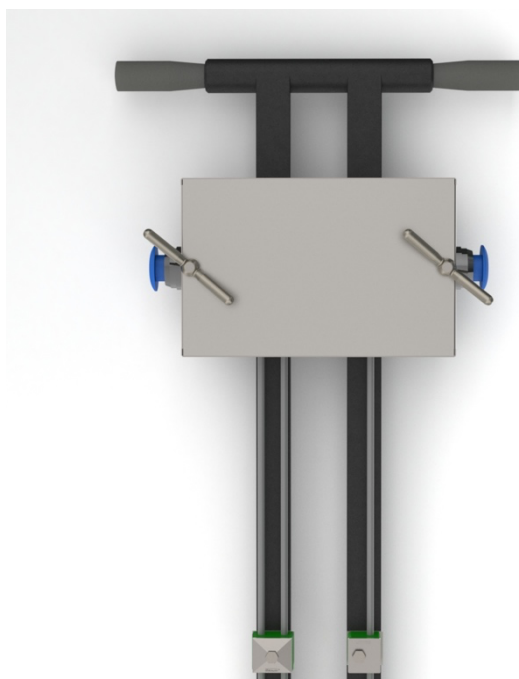


Fig. 27 Empuñadura

6.6 AJUSTE DEL ANGULO DEL MANGO

Para bloquear el giro de la regulación del soporte-mango hay varias soluciones posibles.

Trinquete: se trata de un mecanismo que permite la rotación del eje en un sentido, imposibilitándolo en el sentido contrario, gracias a unos dientes de sierra, con múltiples disposiciones como se ve en la Fig. 28 . Corresponde a una solución útil y barata, en cambio, las opciones comerciales evaluadas no se adaptan a la aplicación para la que se le quiere dar uso en este proyecto.

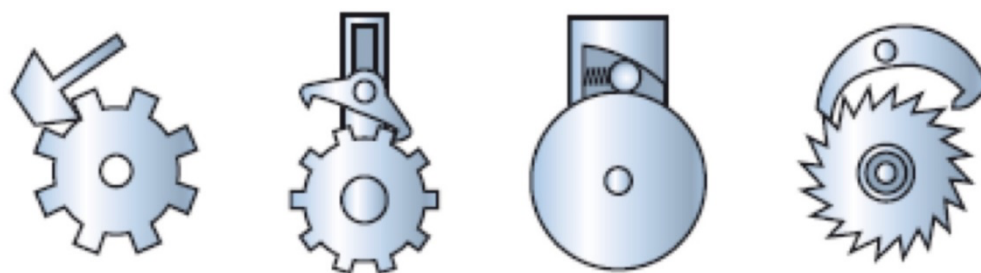


Fig. 28 Tipos de trinquetes [24]

Émbolo de posición: se trata de un émbolo que bloquea la rotación, este émbolo se introduce en un agujero o muesca que no permitiendo el giro. Para desbloquear el giro, el operario ha de tirar del émbolo, que suele estar unido a un muelle, que le permite volver por si solo a la posición de bloqueo.

Este sistema es aun más sencillo que el de trinquete y tiene un coste extremadamente bajo. Se elige por tanto un émbolo de posición comercial Elesa Ganter GN 617-5-A con muelle (Fig. 29).



Fig. 29 Émbolo de Posición [50]

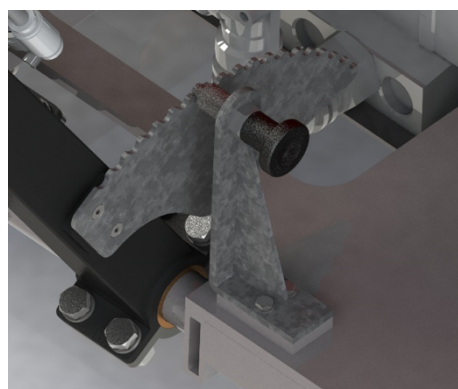


Fig. 30 Sistema de bloqueo

7 SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA

La apariencia final de la traspaleta con colchones de aire se muestra en la Fig. 31, con una tara de 308 Kg y unas dimensiones de 1700x1256x750 mm. Las características generales son las siguientes:

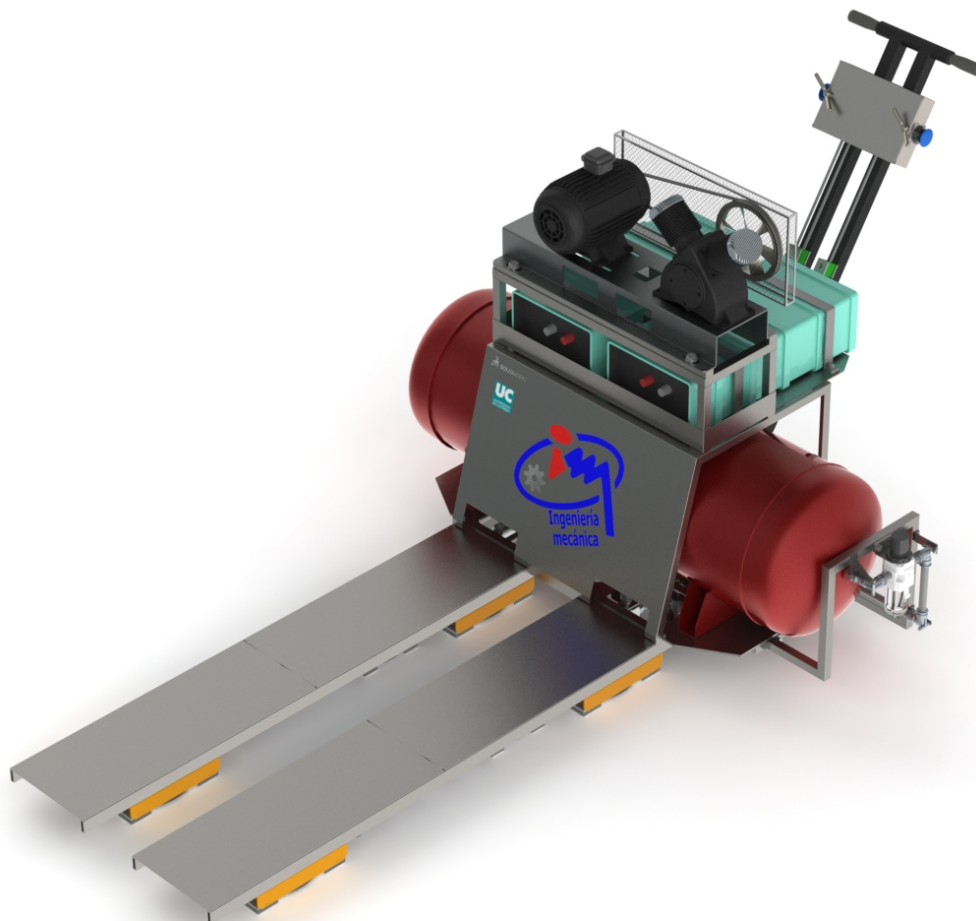


Fig. 31 Vista Transpaleta

- Para la bancada se han elegido tubos de precisión de sección 30x30x2,5 mm, para los tubos longitudinales y de 20x10x1 mm, para los tubos transversales. Los tubos de precisión seleccionados para bancada del compresor tienen una sección de 20x20x1 mm, las baterías son soportadas por tres tubos de 20x25x1 mm y la sección de los tubos del pórtico es de 10x20x1 mm.

- El transporte y elevación de la carga se hará en dos fases, usando la tecnología air caster en ambas. En la fase 1 se emplean 4 air casters de $\varnothing 150$ mm, en la fase 2 se emplean 4 air casters de $\varnothing 220$ mm.
- El sistema neumático cuenta con, un compresor PUSKA N-450-BM, un depósito acumulador de 106 l, y un filtro-regulador SMC AW30-B.
- Para la selección de la fase, 1 o 2, se cuenta con dos válvulas 3/2, SMC VMI 31F-06-30R-B de accionamiento manual.
- Para el circuito neumático, se han elegido tubos de nylon de $\varnothing 16$ mm y de $\varnothing 6$ mm, para el circuito de control. Se emplean racores de la serie KQG2H de SMC.
- El sistema eléctrico se ha elegido que funcione con baterías de Li-ion con una autonomía recomendada de al menos 2 horas, e inversor de corriente DC/AC.
- El ajuste del ángulo del mango se realiza mediante un émbolo de muelle, Elesa Ganter GN 617-5-A.

8 AGRADECIMIENTOS

A mi querida amiga Anna por prestame su apoyo y ayuda constantes, y a mis padres, arquitectos de lo que soy.

DOCUMENTO N°2:
ANEJOS

ÍNDICE

1 ELEVACIÓN MEDIANTE COLCHONES DE AIRE.....	37
1.1 PESOS A ELEVAR	37
1.2 PRESIÓN FASE 1 Y 2.....	39
1.3 VELOCIDAD DE ESCAPE EN FASES 1 Y 2.....	41
1.4 ALTURAS FASE 1 Y 2.....	43
1.5 ESTABILIDAD EN FASE 1 Y 2.....	48
1.6 CAUDAL FASE 1 Y 2, ELECCIÓN DEL COMPRESOR	50
2 SISTEMA NEUMÁTICO	54
2.1 DISEÑO DE LA RED DE ALIMENTACIÓN Y CONTROL	55
2.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA RED DE ALIMENTACIÓN	57
2.3 PÉRDIDAS DE PRESIÓN Y PRESIÓN REAL DE TRABAJO DEL COMPRESOR	63
2.4 CÁLCULO DEL DEPÓSITO, ACUMULADOR	66
2.5 OTROS ACCESORIOS	66
3 REQUISITOS ELÉCTRICOS.....	68
3.1 INVERSOR DC/AC	68
3.2 BATERÍA	69
3.3 CONVERTOR DC/DC	71
4 ESTRUCTURA MANGO-SOPORTE.....	72
4.1 SOPORTE	73
4.2 MANGO	73
5 ESTRUCTURA BASTIDOR	74
5.1 VIGA LONGITUDINAL	75
5.2 VIGA TRANSVERSAL	87
5.3 VIGA EN VOLADIZO	92
6 ESTRUCTURA SOPORTE DE EQUIPOS	97
6.1 CÁLCULO PESOS, BATERÍAS, COMPRESOR, ESTRUCTURA.	97
6.2 VIGAS SOPORTE BANCO DE COMPRESOR	98
6.3 VIGAS SOPORTE BATERÍAS	101
7 RUEDAS.....	105
7.1 MECANISMO DE DESPLIEGUE Y RECOGIDA DE LAS RUEDAS	105

1 ELEVACIÓN MEDIANTE COLCHONES DE AIRE

La operativa de la transpaleta consta de dos fases diferenciadas, en la fase 1 la transpaleta se mueve descargada, sin pallet, elevando su propio peso únicamente. Para que los patines de la transpaleta entren bajo del pallet, la altura total (elevación, bastidor y modulo de carga) ha de ser menor de 100mm. En la fase 2 la transpaleta está cargada con el pallet y la elevación es la necesaria para sortear posibles imperfecciones de la superficie. En el tránsito de la fase 1 a la fase 2 se produce la elevación de la carga.

Puesto que hay dos fases diferenciadas con requisitos de altura y carga a elevar distintas, se calculan las características que han de cumplir los dos tipos de air caster, para cada una de las fases.

1.1 PESOS A ELEVAR

Para la elevación del conjunto, se distingue, véase Fig. 32, entre el peso permanente 1 (azul) y carga útil a elevar 2 (rojo), el peso permanente se corresponde con la estructura, módulos de carga, elementos neumáticos y de compresión de aire. La carga útil está compuesta por el peso del pallet y la carga sobre ellos contenida, que según la normativa DIN EN 13698-1, no ha de superar los 1500 kg para su transporte con seguridad.

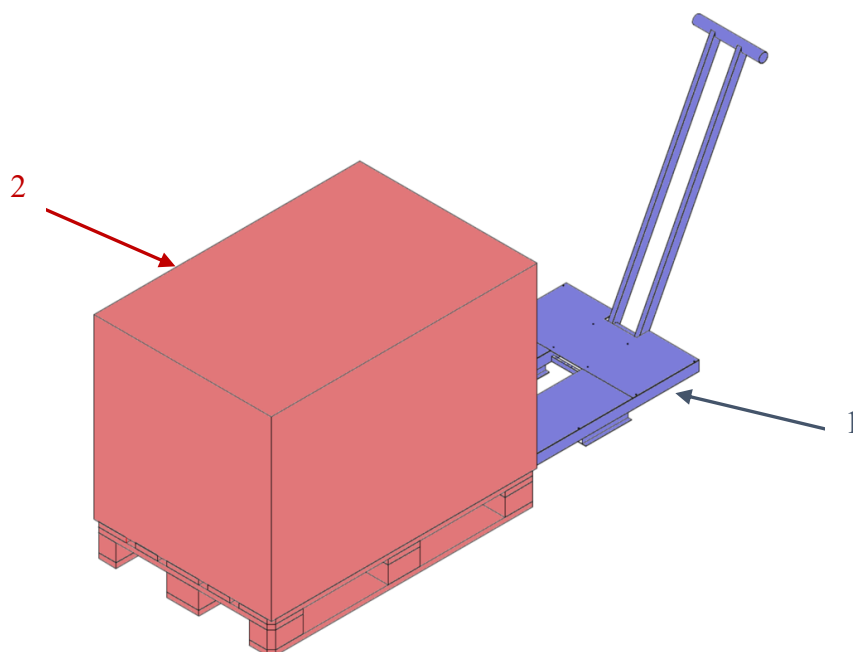


Fig. 32 Vista cargas

Las fases 1 y 2 corresponden a exigencias de carga distintas, luego se calculan los pesos aproximados que actúan en cada una de las dos fases para cumplir con las exigencias de cada una de ellas. La carga útil se detalla en la Tabla 1.

Tabla 1: carga útil

Elemento	Peso (kg)
Carga pallet (P1)	1500

El peso permanente aproximado se detalla en la Tabla 2.

Tabla 2 Peso permanente

Elemento	Peso (kg)
Estructura (D2)	15
Sistema neumático (D3)	40
Compresor (D4)	55
Módulos de carga (D5)	70
Sistema eléctrico (D6)	65
Contingencias (D7)	63

La carga que se levanta y traslada en cada una de las fases, son las siguientes:

- Fase 1: La suma de las cargas permanentes.

$$W_{V1} = D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 \quad (1)$$

- Fase 2: El sumatorio de las cargas permanentes, así como las variables.

$$W_{V2} = P_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 \quad (2)$$

Las cargas elevadas en cada fase son las que se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3 Cargas Totales

FASE	CARGA (N)
1 (W_{v1})	3080,34
2 (W_{v2})	17795

1.2 PRESIÓN FASE 1 Y 2

Para la elevación del conjunto, la presión en la cámara impelente P_c es tal que multiplicado por el área de elevación S , la fuerza producida es igual al peso de la carga, permitiendo elevar el conjunto a una determinada altura, en la que se consigue el equilibrio [20].

En la realización de los cálculos se toma el flujo de aire como viscosidad=0 es decir no hay viscosidad, flujo incompresible, donde la densidad del aire ρ , es constante [49].

El cálculo de la presión necesaria para producir sustentación responde a la fórmula básica siguiente:

$$W_v = P_c * S \quad (3)$$

Donde:

W_v : Peso del conjunto en (N)

P_c : Presión de la cámara impelente en (Pa)

S : Área de elevación en (m^2)

Se han realizado los cálculos para las dos fases, ambas fases difieren entre sí en las exigencias de peso a levantar, siendo además los módulos de carga empleados distintos para cada una de las fases y por ende también los cálculos.

Cálculo de la presión en fase 1:

En la fase 1 se ha de elevar el peso permanente W_{v1} calculado en el apartado anterior, que tiene un valor de $W_{v1} = 3080,34$ N.

El área de elevación es calculada mediante la siguiente ecuación:

$$S_{t1} = S_1 * n \quad (4)$$

Donde:

S_{t1} : Superficie total de elevación en (m^2)

S_1 : Superficie de elevación módulo de carga (m^2)

n : Número de módulos de carga.

Primeramente, se calcula la superficie de elevación de un módulo de carga, la geometría del air caster es circular, el diámetro d_1 viene determinado por las condiciones geométricas expuestas en el apartado anterior, siendo $d_1 = 0,15 \text{ m}$, debido a la forma de la bolsa de aire, según Hovercraft Technology, Economics and Applications, el área de elevación o sustentación se ha de reducir en un 20% por lo cual el área de cada air caster se multiplica por 0,8 [20].

Luego:

$$S_1 = \pi * \frac{d_1^2}{4} * 0,8 = \pi * \frac{0,15^2}{4} * 0,8 = 14,137 * 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (5)$$

El número de air caster empleados es el determinado por criterios de estabilidad y reparto de la carga según el apartado 1.5, $n=4$

Por lo tanto, sustituyendo en la ecuación (4)

$$S_{t1} = 14,137 * 10^{-3} * 4 = 0,0565 \text{ m}^2$$

Seguidamente se calcula la presión de la cámara impelente para la fase 1 sustituyendo en la ecuación (3) y despejando la presión.

$$P_{C1} = \frac{W_{V1}}{S_{t1}} \Rightarrow P_{C1} = \frac{3080}{0,0564} = 54.472 \text{ Pa}$$

Cálculo de la presión en fase 2:

En la fase 2 se ha de elevar el peso permanente más la carga útil W_{V2} calculado en el apartado anterior y con un valor de $W_{V2} = 17795 \text{ N}$.

Al igual que en el caso de la fase 1, primero se calcula la superficie de elevación de un módulo de carga, siendo la geometría del air caster circular, el diámetro d_2 viene determinado por las condiciones geométricas mas limitantes, por la anchura del patín bajo el pallet siendo $d_2 =$

0,22 m, debido a la forma de la bolsa de aire, según el área de elevación o sustentación se ha de reducir en un 20% por lo cual el área de cada air caster se multiplica por 0,8 [20].

Se calcula el área de un módulo de carga:

$$S_2 = \pi * \frac{d_2^2}{4} * 0,8 = \pi * \frac{0,22^2}{4} * 0,8 = 0,03 \text{ m}^2$$

El número de air caster empleados en este caso, es el mismo que en el caso anterior $n=4$. Sustituyendo en la ecuación siguiente se obtiene el área total de sustentación.

$$S_{t2} = S_2 * n \Rightarrow S_{t1} = 0,03 * 4 = 0,122 \text{ m}^2$$

Se calcula la presión de la cámara impelente en la fase 2 según la siguiente ecuación:

$$P_{c2} = \frac{W_{v2}}{S_{t2}} \Rightarrow P_{c2} = \frac{17795}{0,122} = 146.292 \text{ Pa}$$

Por lo tanto, las presiones en la cámara impelente según la fase son las de la Tabla 4

Tabla 4 Presiones cámara impelente

FASE	P_c (Pa)
1	54.472
2	146.292

1.3 VELOCIDAD DE ESCAPE EN FASES 1 Y 2

La velocidad de escape entre la bolsa de aire y el suelo es de importancia a la hora de la determinación del caudal, pues este es directamente proporcional a la velocidad de escape.

Para el cálculo de la velocidad de escape se ha utilizado la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{V_1^2 * \rho}{2} + P_1 + \rho * g * z_1 = \frac{V_2^2 * \rho}{2} + P_2 + \rho * g * z_2 \quad (6)$$

Aplicando Bernoulli entre dos puntos, uno en la cámara impelente donde la presión es P_c y el aire se considera estanco, es decir que la velocidad es 0. El otro punto se encuentra en la salida, entre la cámara impelente y la atmósfera, por efecto Venturi al conservarse la masa y disminuir la sección a la salida, por el teorema de la conservación de la energía, al aumentar

la energía cinética en la salida, la energía debida a la presión disminuirá. Se asume que la energía debida a la presión en la salida será por tanto 0, siendo toda la energía debida a la presión en el punto 1, convertida en energía cinética en el punto 2, situado en la salida. Además, no hay diferencia de cota entre los dos puntos por lo que el término de la energía potencial se anula [39]. Esto tan solo da una aproximación del comportamiento del flujo de aire, para unos resultados más precisos habría que emplear métodos experimentales que se salen del alcance de este proyecto.

Con todo esto, la ecuación de Bernoulli (6) queda de la siguiente forma:

$$P_1 = \frac{V_2^2 * \rho}{2} \quad (7)$$

Despejando la velocidad V_2 :

$$V_2 = \sqrt{\frac{P_1 * 2}{\rho}} \quad (8)$$

Como: $P_1 = P_c$ y $V_2 = V_e$ sustituyendo en (8), la fórmula de la velocidad de escape será la siguiente:

$$V_e = \sqrt{\frac{P_c * 2}{\rho}} \quad (9)$$

Donde:

V_e : Velocidad de escape en (m/s)

ρ : Densidad del aire $\rho = 11,96$ en (N/m³)

Al igual que en el apartado anterior, cada fase tendrá un valor de velocidad de escape determinado.

-Velocidad de escape fase 1:

Teniendo en cuenta que la presión de la cámara impelente en la fase 1 es $P_{c1} = 156.960 \text{ Pa}$, se calcula la velocidad de escape:

$$V_{e1} = \sqrt{\frac{P_{c1} * 2}{\rho}} \Rightarrow V_{e1} = \sqrt{\frac{54.472 * 2}{11,96}} = 95,4 \text{ m/s} \quad (10)$$

-Velocidad de escape fase 2:

La presión en la cámara impelente, en fase 2 es $P_{C2} = 146.292 \text{ Pa}$ por lo que, la velocidad de escape en fase 2 es la que sigue:

$$V_{e2} = \sqrt{\frac{P_{C2} * 2}{\rho}} \Rightarrow V_{e2} = \sqrt{\frac{146.292 * 2}{11,96}} = 156,35 \text{ m/s} \quad (11)$$

Las velocidades de escape en cada fase son las recogidas en la Tabla 5:

Tabla 5 Velocidades de escape

FASE	$V_e \text{ (m/s)}$
1	95,4
2	156,35

1.4 ALTURAS FASE 1 Y 2

Se tienen en cuenta dos alturas de importancia para el diseño de los módulos de carga. Por un lado, H es determinante a la hora de la elevación de la carga de la superficie, por el otro, h influye sobre la capacidad de traspasar irregularidades de la superficie y es determinante sobre el caudal necesario de los Air Caster como se ve en la Fig. 33.

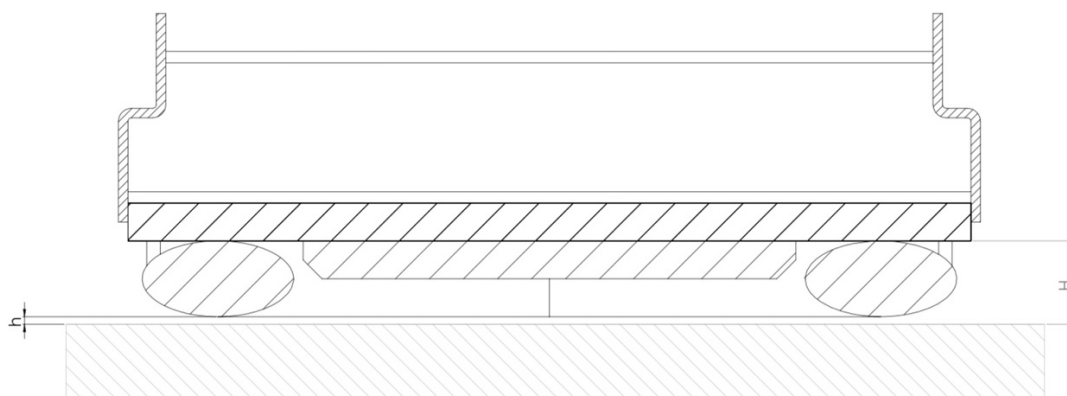


Fig. 33 Alturas H y h

1.4.1 Altura h

Esta altura se corresponde con el espesor de lámina de aire, siendo parámetro básico a la hora de diseñar el módulo de sustentación, air caster, pues influye sobre el caudal.

Se relaciona la altura h con el caudal mediante el área A, dejado por la abertura entre el suelo y el toroide, siendo ésta el área de escape:

$$A = \pi * d * h \quad (12)$$

Donde:

A: Área de escape en (m²)

h: Altura de la lámina de aire en (m)

d: el diámetro de la superficie de sustentación en (m)

El área de escape A, se relaciona con el caudal Q, mediante la siguiente ecuación [20]:

$$Q = V_e * A * n \quad (13)$$

Donde:

Q: es el caudal total en (m³/s)

Ve: velocidad de escape del aire en (m/s)

n: número de módulos de carga.

Se ha realizado la Tabla 6 para observar la relación entre h y Q , para ello se toman valores de h y se calcula el caudal correspondiente que es necesario para esa altura h :

Tabla 6 Relación h - Q

h (mm)	Q (m³/s)
4	1,7290
3,5	1,5129
3	1,2967
2,5	1,0806
2	0,8645
1,5	0,6484
1	0,4322
0,55	0,2377
0,5	0,2161
0,25	0,1081
0,2	0,0865
0,15	0,0648
0,1	0,0432
0,055	0,0238
0,05	0,0216
0,015	0,0065
0,01	0,0043

Se observa en la gráfica, Fig. 34, que el caudal Q y la altura h guardan una relación lineal.

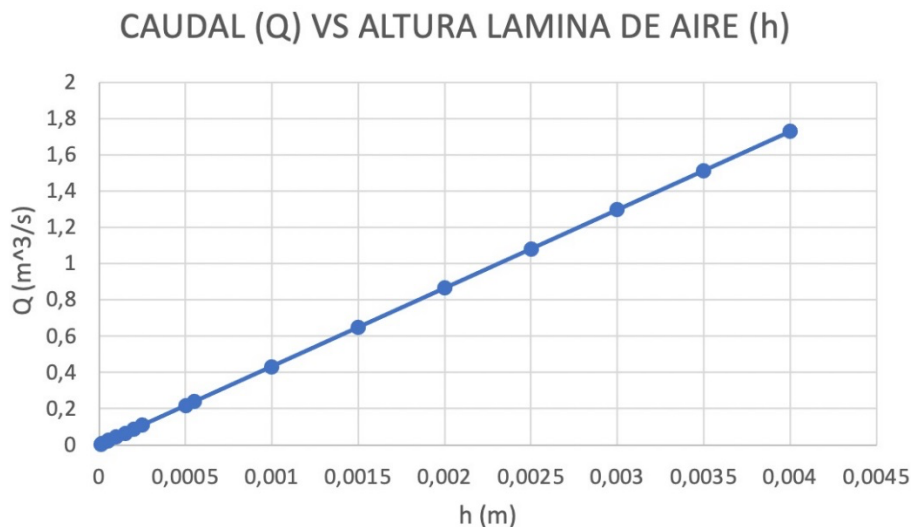


Fig. 34 Gráfica Caudal (Q) - Altura lámina de aire (h)

Según lo expuesto anteriormente, para una altura $h=4$ mm sería necesario un caudal $Q=1,72$ m³/s lo que equivale aproximadamente a 1780 l/s, lo que es inviable. Puesto que el caudal de un compresor comercial transportable está entre los 2 y los 50 l/s.

Se concluye por tanto que la altura h ha de estar un rango de 10-50 μm que corresponde con un rango de caudal Q de 4,32-21 l/s, el valor exacto de caudal y por ende de la altura h , dependerá del compresor elegido.

1.4.2 Altura H

El proceso de carga se establece en dos fases:

- Fase 1, elevación del equipo para su transporte descargado (Fig. 35),

La altura libre, entre el pallet y el suelo, es de 100mm. La altura del sistema, contando chapa, altura de la viga transversal y módulo de carga, es de 82mm. El conjunto, para poder deslizarse entre el pallet y el suelo se estima que ha de elevarse, mediante los air caster, $H=10$ mm. Como consecuencia, la altura total del conjunto en la fase 1 es de 92mm.

Quedando un margen de 8 mm entre superficie de la transpaleta, y la parte inferior del pallet, suficiente para un deslizamiento sin obstáculos.

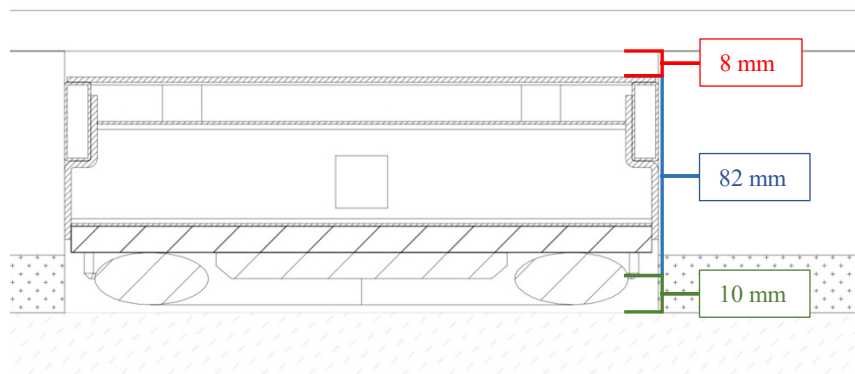


Fig. 35 Altura H en fase 1

- Fase 2, elevación para transporte con el sistema cargado (Fig. 36).

Una vez que el sistema está posicionado debajo del pallet, por acción del operario se activa el segundo juego de air casters, la bolsa toroide gana una altura de 25 mm, siendo la altura de la lámina de aire de 10-50 μ m. Por lo tanto, el conjunto con una altura total de 107 mm eleva el pallet, dejando una altura libre con el suelo de 7 mm, así el sistema transporta la carga del pallet sin obstáculos.

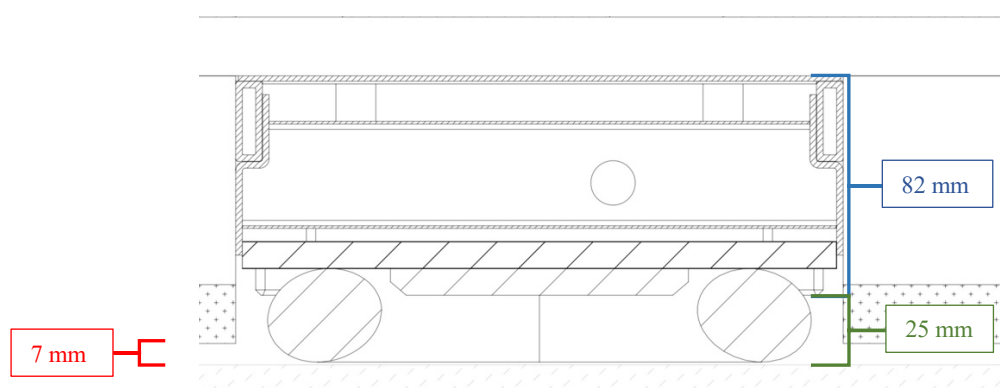


Fig. 36 Altura H en fase 2

Por lo que las alturas, tanto H, como h, quedan determinadas según la Tabla 7.

Tabla 7 Alturas finales

Fase	H (mm)	h (μm)
1	10	10-50
2	25	10-50

1.5 ESTABILIDAD EN FASE 1 Y 2

El exitoso y fácil traslado de la carga en condiciones de seguridad, está determinado por tres factores principales:

- Cantidad de módulos utilizados.
- La ubicación estratégica.
- El balance de los módulos.

Cantidad de módulos: la cantidad de módulos de carga necesarios se ha determinado atendiendo a el peso total de la carga a trasladar, así como a la geometría de la estructura. Atendiendo únicamente al peso de la carga sería posible el uso de un único módulo, sin embargo, la estructura cargada produce un desplazamiento del centro de gravedad, adelantándolo, lo que compromete la estabilidad del conjunto [4].

La ubicación estratégica: la baja altura de levante del sistema de módulo de carga mantiene la carga cerca del suelo, comparado con otros sistemas de manejo de carga. Según la instrucción de operación y mantenimiento de AeroGO, para lograr que la operación de la transpaleta sea lo más estable posible, los módulos de carga se han de colocar lo más separados posible, asegurando en lo posible que los bordes extremos de la carga y el módulo estén, si no alineados, sí lo más cercano. Además, el peso de la carga ha de estar repartido por igual en todos los módulos de carga. Así, el lugar donde se han colocado los air casters, es lo suficientemente seguro como para evitar el vuelco de la carga por inestabilidad [4].

Se ha calculado la posición exacta de cada módulo de carga, tanto para el juego de módulos de la fase 1 como para la fase 2 apartado 5.1.3.

Balance de los módulos: Se ha tratado de que cada air caster requiera relativamente de la misma presión al no cargarlo significativamente más que el resto. Según la instrucción de operación y mantenimiento de AeroGO, esto en la mayoría de los casos se puede lograr colocando los módulos de carga de manera estratégica debajo de la carga. Cuando los módulos son del mismo tamaño se pueden colocar siguiendo patrones en forma triangular o cuadrada [4].

En el caso de este proyecto, por la configuración empleada de 4 módulos de carga para el uso en cada fase 1 (naranja) y 2 (azul), y la geometría requerida para una transpaleta, se ha optado por una disposición de forma rectangular Fig. 37.

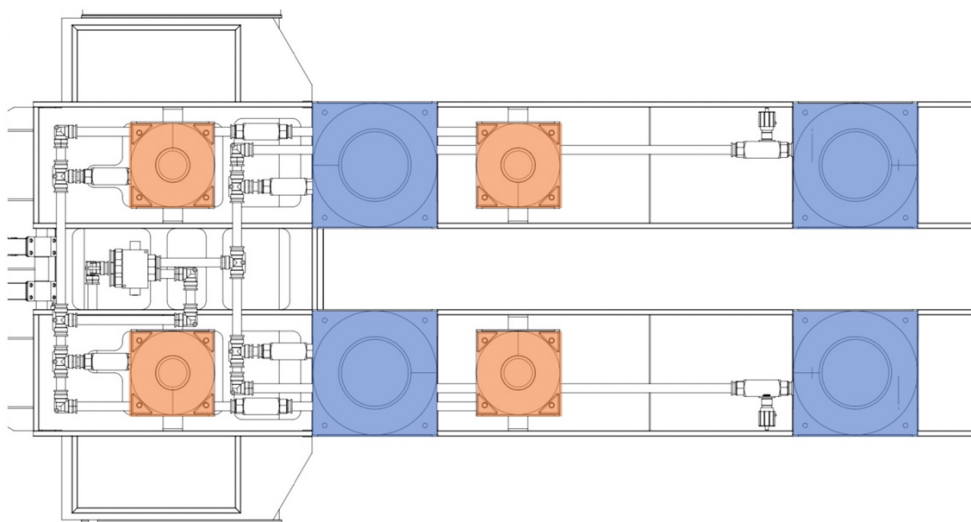


Fig. 37 Disposición de los air casters

1.6 CAUDAL FASE 1 Y 2, ELECCIÓN DEL COMPRESOR

El caudal Q , está determinado por la velocidad de escape a través del área cilíndrica que forma la ranura entre el suelo y la bolsa toroide. La velocidad de escape, calculada en el apartado 1.3, viene determinada por la presión de la cámara impelente. El área de escape depende del diámetro del air caster d y de la altura de la lámina de aire h . Para definir el caudal final, se ha de definir entonces la altura de la lámina de aire, en el apartado 1.4 se ha establecido la relación entre el caudal total y el espesor de la lámina de aire, la cual se ha calculado que ha de estar en un rango de $10\text{-}50\ \mu\text{m}$, que corresponde con un intervalo de caudal de aproximadamente $259,53\text{-}1260,00\ \text{l/min}$.

Para definir el compresor se parte de las condiciones mas exigentes, que se dan en la fase 2 en la que el caudal y la presión son máximas.

- Presión:

$$P_{COMP} \geq P_C \rightarrow P_{COMP} \geq 1,46\ \text{bar} \quad (14)$$

Donde:

P_{COMP} : Presión aportada del compresor en (Pa).

- El caudal para una altura h de entre $10\text{-}50\ \mu\text{m}$ el compresor ha de cumplir:

$$259,53 \frac{\text{l}}{\text{min}} \leq Q_{COMP} \leq 1260,00\ \text{l/min} \quad (15)$$

Donde:

Q_{COMP} : Caudal del compresor en (l/min)

De los distintos tipos de compresores existentes, con los parámetros anteriores, de caudal y de presión, llevados al diagrama Fig. 38:

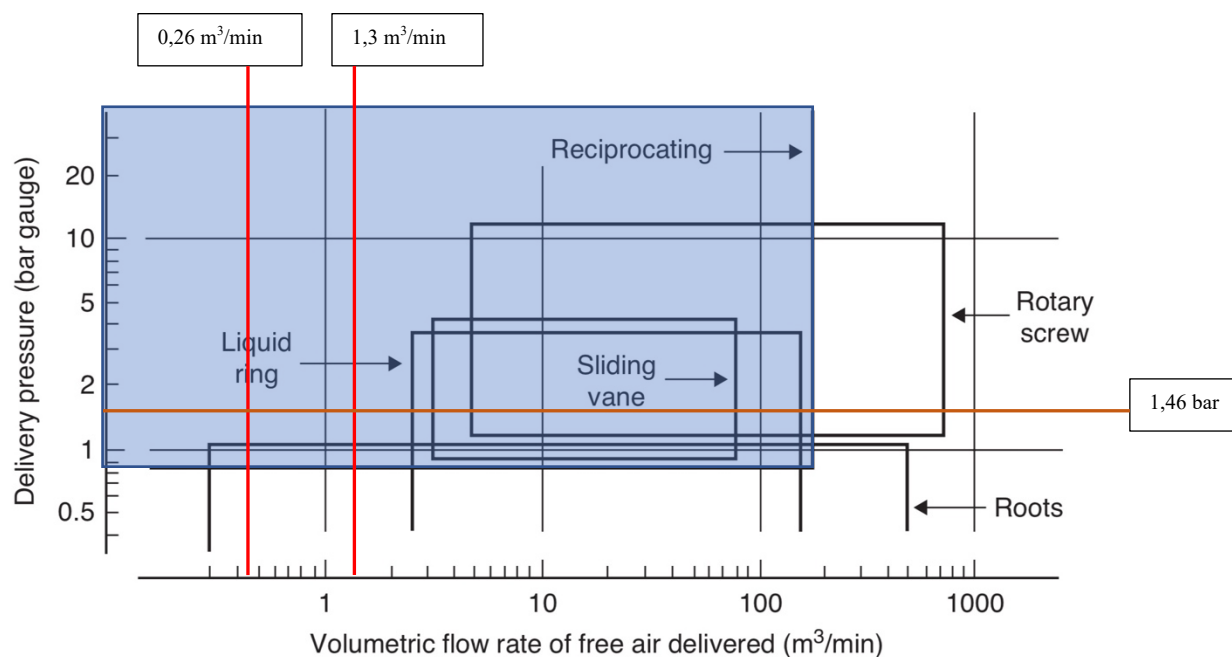


Fig. 38 Clases de compresor en función de la presión y el caudal [33]

Como se puede ver en el diagrama, en los rangos de caudal y de presión requeridos, se ha de optar por seleccionar un compresor alternativo de pistón.

Con esto, se elige el compresor alternativo de pistones, en bancada de dos cilindros PUSKA N-450-BM (III) Fig. 39 que aporta un caudal de 413 l/m y una presión de 10 bar.



Fig. 39: Compresor PUSKA N-450-BM (III) [41]

Se calcula la altura h final de la lámina de aire, en la fase 1 y 2 haciendo uso de la fórmula del caudal (13) sustituyendo el área de escape y despejando h :

$$h = \frac{Q_2}{\pi * d_2 * n * V_{2e}} \quad (16)$$

Siendo Q el caudal aportado por el compresor $Q_{comp}=Q_2= 0,006668 \text{ m}^3/\text{s}$, los valores de d y V_e correspondientes con los de la fase 2, $d=0,22 \text{ m}$ y $V_e= 156,35 \text{ m/s}$

$$h = \frac{0,006668}{\pi * 0,22 * 4 * 156,35}$$

Cuyo resultado es el siguiente:

$$h = 1,5426 * 10^{-5} \text{ m} \quad \text{lo que equivale a} \quad h = 15,426 \mu\text{m}$$

Se calcula ahora el caudal de la fase 1 en función de la altura anterior:

$$Q_1 = V_{e1} * A_1 * n \quad (17)$$

$$Q_1 = 95,41 * \pi * 0,15 * 4 * 1,5426 * 10^{-5}$$

Por lo que, el caudal necesario en la fase 1, sin tener en cuenta fugas de aire, para una altura de lámina h de $15,426 \mu\text{m}$ es el siguiente:

$$Q_1 = 0,00069356 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{lo que equivale a} \quad Q_1 = 41,61 \text{ l/min}$$

Por lo que los caudales sin fugas de aire, en las fases 1 y 2 son los que se muestran en la Tabla 8.

Tabla 8 Caudales Finales

FASE	Q (l/min)
1	41,61
2	413

La correcta presión de servicio no depende sólo del compresor, sino también del diseño de la red de aire comprimido, tuberías, válvulas, secadores de aire, filtro, etc. Por lo que la presión de trabajo del compresor ha de ser calculada teniendo en cuenta estos factores, además como hay dos presiones de trabajo diferentes, una para la fase 1 y otra para la 2, según manual técnico de aire comprimido [23], será la presión más alta requerida la que determinará la presión de trabajo y para otras presiones más bajas, se instalarán válvulas reductoras de la presión. En caso del presente proyecto, la presión más alta corresponde a la fase 2.

2 SISTEMA NEUMÁTICO

El sistema neumático es el encargado de producir, almacenar, purificar, secar y transportar el aire comprimido desde el compresor, hasta los elementos destinados a producir la lámina de aire sobre la que se sustenta y mueve toda la carga del conjunto.

Un sistema neumático común dispone de los siguientes elementos básicos [18]:

- Unidad de compresión: compuesta por un motor eléctrico o de combustión, y el compresor, de pistones, paletas, etc.
- Refrigerador: debido al calentamiento del aire que se da en el compresor es necesario refrigerar el aire, ya sea mediante aletas, o con ventilación adicional.
- Acumulador: se trata de un depósito que acumula aire comprimido, suelen disponer de una válvula de seguridad, manómetro y válvula de purga en el fondo para la evacuación de condensados.
- Unidad de alimentación: compuesta por un filtro, un regulador de presión y un lubricador del aire.
- Red de transporte de aire: se compone de tubos, válvulas, racores, etc.

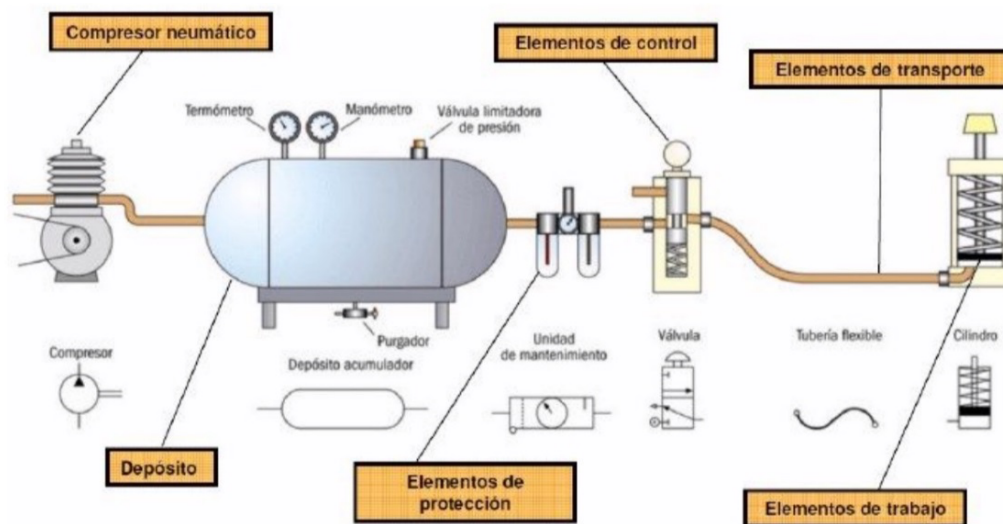


Fig. 40 Esquema instalación básica, fuente [8]

2.1 DISEÑO DE LA RED DE ALIMENTACIÓN Y CONTROL

Para alimentar los air casters, se ha diseñado un circuito neumático que cumple con las condiciones de ser capaz de seleccionar entre fase 1 o 2, a través de dos pulsadores dispuestos en el mango para la fácil operación. Se aprovecha el aire comprimido para realizar esta operación de mando, ahorrando en componentes electrónicos que supondrían el uso de electroválvulas.

Se dispone de 8 air casters que están divididos en dos grupos, por un lado, 4 para la fase 1 y otros 4 para la fase 2. Como la fase 1 y 2 operan alternativamente, es decir cuando los 4 air casters de la fase 1 están siendo alimentados, los 4 de la fase 2 no tienen flujo de aire, y al revés, cuando los 4 air caster de la fase 2 están recibiendo aire comprimido, los 4 air casters de la fase 1 no. Se diseñan dos circuitos independientes: circuito 1, para la fase 1; y circuito 2 para la fase 2. Estos dos circuitos están conectados a una válvula 5/2 biestable pilotada neumáticamente por dos válvulas pulsador 3/2 monoestable normalmente cerrada, con estos pulsadores el operario puede seleccionar cual de los circuitos recibe el aire, el circuito 1 o el 2. Cada uno de los circuitos tienen una válvula de escape rápido por motivos de seguridad.

Con objeto de atender a las necesidades específicas de caudal y de presión en cada air caster por separado, se dispone de válvulas de regulación del flujo a la entrada de cada air caster, lo que además ayuda a la hora de estabilizar el conjunto. También se dispone de una válvula en la acometida, para regular la presión general del circuito

A continuación, se describe el funcionamiento del circuito, Fig. 41, el aire sale del depósito acumulador y entra en la válvula 1.1 que regula y mantiene estable la presión, previamente seleccionada ajustando con un muelle. En la posición mostrada, el aire llega a la válvula 3.1 pasando al circuito 1, seguidamente el aire fluye por las válvulas de regulación del caudal correspondiente, alimentando los cuatro air casters.

En un segundo estado, el operario acciona la válvula 2.1 que permite el paso del aire, el cual pilota la válvula 3.1, el aire ahora pasa por la válvula 3.1 alimentando el circuito 2, el aire del circuito 1 fluye por el bypass de las válvulas reguladoras y se descarga a la atmósfera en por el escape de la válvula 3.1.

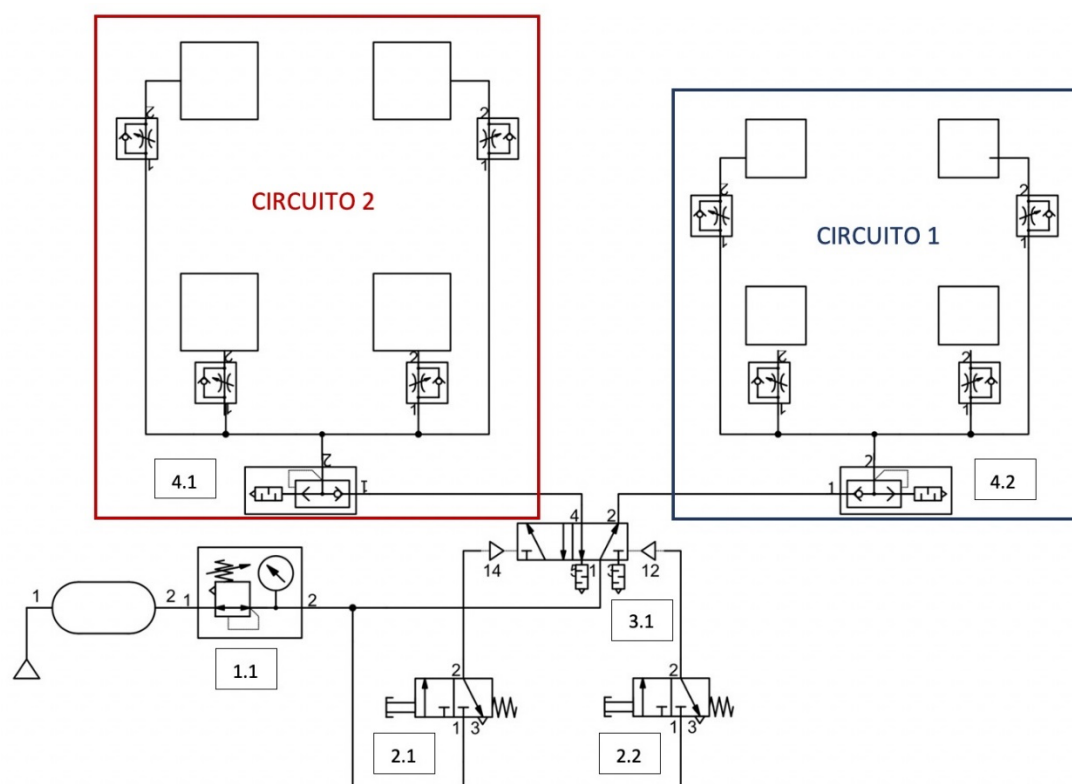


Fig. 41 Diagrama de la instalación

En la Tabla 9 se presenta un desglose de los componentes de la instalación, incluidos racores y válvulas.

Tabla 9 Componentes circuito neumático

Componente	Referencia	Cantidad
Válvula 5/2 biestable, pilotaje neumático.	SYA72 40-03	1
Válvula 3/2 monoestable normalmente cerrada, pilotaje mecánico.	VMI 31F-06-30R-B	2
Filtro-regulador de presión.	AW30-B	1
Regulador de caudal.	DRV-10	4

2.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA RED DE ALIMENTACIÓN

Se parte de que la red esta compuesta por tres circuitos secundarios, correspondientes a fase 1, 2 y uno de control neumático, y un circuito principal o acometida, que alimenta los tres.

Se dibuja sobre un plano determinando la posición de los air caster (1.5) usados, trazando el camino de la red bajo el bastidor de la transpaleta para que la distancia y el número de codos sean el mínimo posible, además la red de aire comprimido debe de ser dimensionada de forma que la pérdida de carga en las tuberías no excede de 0,1 bar entre el compresor y el punto más alejado de consumo, esto incluye válvulas, racores, etc. [23]

Para el cálculo de la sección de las tuberías se emplea, por facilidad de cálculo, una aproximación de la ecuación de Darcy-Weisbach mediante la que se puede calcular las pérdidas de carga para un flujo de aire comprimido [23].

$$\Delta p = 450 * \frac{Q_c^{1,85} * L}{D^5 * P} \quad (18)$$

Donde:

Δp : Pérdida de presión en bar.

Q_c : Caudal de aire en l/s.

L: Longitud equivalente de tubería recta en m.

D: Diámetro interno de la tubería en mm.

P: Presión absoluta en cabeza de distribución en bar.

Se calculan las pérdidas, producto de la longitud de las tuberías de carga en cada circuito.

- Circuito primario:

El circuito primario o acometida, es la tubería principal que alimenta a los dos circuitos secundarios (Circuito 1 y 2) y al circuito de control neumático. Las pérdidas de presión en esta sección es la mostrada en la Tabla 10.

Tabla 10 Pérdidas de carga tubería en acometida

ACOMETIDA	
L(m)=	0,694

- Circuitos secundarios:

Se dividen las tuberías en tramos, y puesto que ambos circuitos tienen dos ramales o caminos, se les identifica por camino L o R en función, si es el ramal de la derecha o de la izquierda desde la posición del operario, presentado en la Tabla 11.

Tabla 11 Pérdidas de carga tubería en circuito 1

CIRCUITO 1, FASE 1		
TRAMO	CAMINO L	CAMINO R
A-B	0,025	0,025
B-C	0,025	0,025
C-D	0,175	0,175
D-E	0,2	-
E-F, I-J	0,0224	0,0224
F-G, J-K	0,275	0,275
G-H, K-M	0,351	0,351
D-I	-	0,017
L(m)=	1,0734	0,8904

Tabla 12 Pérdida de carga tubería en circuito 2

CIRCUITO 2, FASE 2		
TRAMO	CAMINO L	CAMINO R
A-B	0,1084	0,1084
B-C	-	0,1066
C-D, F-G	0,0085	0,0085
D-E, G-H	0,8585	0,8585
B-F	0,0786	-
L(m)=	1,054	1,082

Seguidamente se determinan las pérdidas de carga que producen, codos, Tus y demás accesorios instalados en el circuito. Todos los accesorios se pueden resumir para hacer una longitud total, y la pérdida de presión se calcula a partir de esa longitud.

Los valores de longitud equivalente de un accesorio se encuentran tabulados, en algunas ocasiones se expresan en función de su longitud en metros y su diámetro (L/D) y en otras se estandariza al diámetro [22].

En este caso, se hace uso de una tabla que relaciona la longitud equivalente con el diámetro, con la ventaja que un solo valor de datos es suficiente para cubrir todos los tamaños.

- Circuito Primario:

Tabla 13 Pérdida de carga accesorios de circuito 1

CIRCUITO 1, FASE 1			
ACCESORIO	Le/D (m)	NÚMERO	CAMINO AC
CODO 90	26	5	1,56 m
TE (PASO RECTO)	60	1	0,72 m
L=			2,28 m

- Circuitos secundarios:

Tabla 14 Pérdida de carga accesorios de circuito 1

CIRCUITO 1, FASE 1			
ACCESORIO	Le/D (m)	NÚMERO	CAMINO L,R
CODO 90	26	1	0,312 m
TE (PASO RECTO)	60	1	0,72 m
TE (COMO CODO)	90	1	1,08 m
L=			2,112 m

Tabla 15 Pérdida de carga accesorios de circuito 2

CIRCUITO 2, FASE 2			
ACCESORIO	Le/D (m)	NÚMERO	CAMINO L,R
CODO 90	26	3	0,936 m
TE (PASO RECTO)	60	1	0,72 m
TE (COMO CODO)	90	1	1,08 m
L=			2,736 m

La longitud de pérdida de carga total será la suma de las pérdidas en el tramo de tuberías más las pérdidas totales producidas por los accesorios.

Las longitudes equivalentes entonces quedan según la Tabla 16:

Tabla 16 Longitudes equivalentes

	ACOMETIDA	CIRCUITO 1	CIRCUITO 2
CAMINO L	-	3,166 m	3,810 m
CAMINO R	-	3,194 m	3,6264 m

	ACOMETIDA	CIRCUITO 1	CIRCUITO 2
CAMINO A	2,974 m	-	-

Puesto que la caída de presión aumenta rápidamente a medida que aumenta el caudal, se dimensiona la tubería en las condiciones de presión y caudal en la fase 2, que corresponde al circuito 2, usando como longitud equivalente la del camino mas largo, siendo este el camino derecho, camino R.

La diferencia de presión admisible, para un tramo secundario como es este caso, no ha de ser superior a 0,05 bar [18].

Usando la fórmula aproximada de Darcy-Weisbach (18) :

$$\Delta P_{adm} = 0,05 \geq 450 * \frac{Q_{M1}^{1,85} * L}{D^5 * P_1}$$

De la ecuación condicional anterior se despeja el diámetro D:

$$D \geq \sqrt[5]{450 * \frac{Q_{C1}^{1,85} * L}{0,05 * P_1}}$$

El caudal será la mitad de Q_1 :

$$Q_{C1} = \frac{Q_1}{2} = \frac{6,66}{2} = 3,33 \frac{l}{s}$$

La presión usada en la fórmula es la absoluta, por lo que a la presión manométrica de 1,467 bar se le suma 1 bar de la presión atmosférica:

$$P_{abs1} = P_{man} + P_1 = 1 + 1,467 = 2,467 \text{ bar}$$

Sustituyendo por estos valores la fórmula queda la siguiente forma:

$$D \geq \sqrt[5]{450 * \frac{3,33^{1,85} * 1,082}{0,05 * 2,467}}$$

$$D \geq 10,16 \text{ mm}$$

Por lo que el diámetro interior ha de ser superior a 10,16 mm para cumplir con las exigencias de pérdida presión, se elige tubo comercial SMC de Nylon NO:TS1612, con unos diámetros de $\phi_{int} = 12 \text{ mm}$ y $\phi_{ext} = 16 \text{ mm}$, que se usará en toda la instalación a excepción del circuito de control, en el que la sección viene determinada por la conexión de pilotaje de la válvula 5/2 seleccionada, por lo que el tubo del circuito de control por el que se ha optado es el comercial SMC de Nylon NO:TS0806 con unos diámetros $\phi_{int} = 6 \text{ mm}$ y $\phi_{ext} = 8 \text{ mm}$ [15].

Para conectar el circuito de control a la acometida de $\phi_{int} = 12 \text{ mm}$ se emplean unos racores reductores del diámetro del tubo, pasando de un tubo de $\phi_{int} = 12 \text{ mm}$ a uno de $\phi_{int} = 6 \text{ mm}$ del tubo de control. Las referencias de estos se muestran en la Tabla 17.

Tabla 17 Racores de reducción [14]

Modelo	Número
KQG2H12-16	1
KQG2H10-12	1
KQG2H08-10	1
KQG2H06-08	1

2.3 PÉRDIDAS DE PRESIÓN Y PRESIÓN REAL DE TRABAJO DEL COMPRESOR

Con el diámetro interior de tubería seleccionada y presión absoluta asignada a la salida del compresor $P=2,47$ bar, se calculan las pérdidas de presión por tramos en todo el circuito [23] las pérdidas de presión admisibles no han superar según la clase del circuito, los valores de la Tabla 18.

Tabla 18 Caídas de presión admisibles [23]

TIPO DE TRAMO	ΔP admisible
CIRCUITO PRINCIPAL	0,03 bar
CIRCUITOS SECUNDARIOS	0,05 bar

Además, la caída de presión en la instalación completa, esto es, la suma de todas las pérdidas de presión no ha de ser superior a: $0,1 \text{ bar} \geq \Delta P_{Total}$

Se muestra el diagrama esquemático Fig. 42 con los puntos entre los que se calcula las pérdidas de presión. Las pérdidas de presión no se calculan en el circuito de control, por su bajo uso, su alta presión, y al ser la sección de la tubería de mucho menor diámetro $\phi_{int} = 6\text{mm}$.

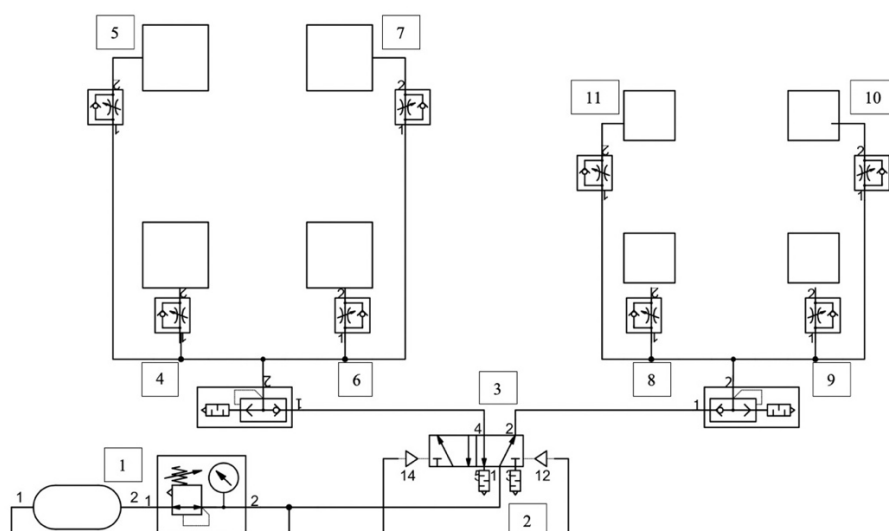


Fig. 42 Puntos en los que se han analizado las pérdidas de carga

Se procede por tanto a calcular las caídas de presión por tramos desde la salida del depósito hasta los puntos más alejados, para ello se hace uso de la ecuación aproximada de Darcy-Weisbach, teniendo en cuenta que la presión es constante en toda la instalación y que el caudal es función del tramo, así tenemos los siguientes resultados presentados en la Tabla 19.

Tabla 19 Comprobación pérdidas de presión

PÉRDIDAS DE PRESIÓN P=2,47			
Q (l/s)	TRAMO	ΔP (bar)	
6,66	1 a 2	0,07288262	ACOMETIDA
3,33	3 a 5	0,02152229	C. SECUNDARIO
3,33	3 a 7	0,02171263	
0,7	3 a 10	0,00142139	
0,7	3 a 11	0,00135311	
ΔP Total		0,11889204	-

Como se puede ver en la tabla, con las condiciones de presión y el diámetro interior del tubo elegido en el apartado anterior, el tramo 1-2 no cumple, pues la pérdida de presión es superior a 0,05 bar, a si la pérdida total de presión de la instalación tampoco cumple al ser 0,11889204 bar > 0,1 bar.

Para cumplir con las pérdidas de presión admisibles se aumenta el denominador de la fórmula aproximada de Darcy-Weisbach, para ello, es posible, o aumentar el diámetro interior de la tubería, o aumentar la presión en la salida del depósito acumulador [23].

Puesto que el espacio es limitado bajo el bastidor, aumentar el diámetro de las tuberías haría complicado llevar a cabo trabajos mantenimiento, y puesto que, el compresor seleccionado puede suministrar una presión de hasta 10 bar, siendo la presión requerida actual de tan solo 2,467 bar, se ha optado por aumentar la presión en la salida del acumulador.

Para calcular la presión mínima necesaria usando la ecuación aproximada (18) en la acometida:

$$\Delta P_{adm} = 0,03 \geq 450 * \frac{Q_{MC}^{1,85} * L}{D^5 * P_1}$$

Se despeja la presión:

$$P \geq 450 * \frac{Q_{M1}^{1,85} * L}{D^5 * 0,03}$$

La presión mínima necesaria ha de ser la siguiente:

$$P \geq 5,984 \text{ bar}$$

Luego se determina una presión de 6 bar en la salida y se vuelve a recalcular las pérdidas de presión con esta nueva presión absoluta inicial, comprobando con las pérdidas admisibles, en la Tabla 20.

Tabla 20 Pérdidas de presión finales

PÉRDIDAS DE PRESIÓN P=6 bar			
Q (l/s)	TRAMO	ΔP (bar)	
6,66	1 a 2	0,02991736	ACOMETIDA
3,33	3 a 5	0,00883462	C. SECUNDARIO
3,33	3 a 7	0,00891275	
0,7	3 a 10	0,00058346	
0,7	3 a 11	0,00055543	
ΔP Total		0,04880363	-

Como se puede comprobar en la tabla anterior, se cumple con todos los criterios, luego la presión a la salida queda definida en P=6 bar.

2.4 CÁLCULO DEL DEPÓSITO, ACUMULADOR

El acumulador dentro de un circuito neumático se encarga de almacenar el aire comprimido proveniente del compresor. Su principal función es la de estabilizar la presión de aire de alimentación y absorber las oscilaciones de presión, permitiendo que se mantengan en niveles mínimos. Posibilita paradas del compresor, además, de disponer de una reserva de aire para garantizar la seguridad del circuito [21].

Su volumen depende principalmente del caudal aportado por el compresor, según el catálogo del fabricante de depósitos [12] el volumen mínimo de un acumulador ha de ser:

$$Volumen\ depósito \geq \frac{1}{4} * Q \quad (19)$$

El compresor elegido, aporta un caudal Q máximo de 413 l/min, por lo que el volumen mínimo (19) del acumulador ha de ser:

$$Volumen\ deposito \geq 103,25\ l$$

Se opta, por un acumulador cilíndrico horizontal con las siguientes dimensiones:

$$L=1160\ y\ \phi_{ext} = 355\ mm$$

Siendo el volumen total del depósito de $V=106,7\ l$

$$106,7\ l > 103,25\ l$$

Por lo que cumple con las exigencias de volumen requeridas.

El diseño y fabricación del depósito no es competencia de este proyecto y por lo tanto estará al cargo de una subcontrata.

2.5 OTROS ACCESORIOS

El aire comprimido por la compresión también comprime las impurezas que contiene, tal como polvo, hollín, hidrocarburos, a estas partículas además se le suman partículas del propio compresor. Estas partículas pueden crear partículas más grandes que dan origen muchas veces a averías, y pueden conducir a la destrucción de algunos elementos neumáticos de la instalación [18].

Por tanto, es de suma importancia eliminar estas impurezas en los procesos de aire comprimido y en la preparación para la alimentación directa de los accesorios neumáticos.

La norma DIN ISO 8573-1 indica las clases de calidad del aire y la clase de filtración recomendada, como se puede ver en la Tabla 21, según la aplicación y la clase recomendada para la aplicación neumática.

Tabla 21 Calidad del aire [3]

Aplicaciones	Cuerpos sólidos (μm)	Punto de condensación del agua (0 °C)	Contenido máx. de aceite (mg/m ³)	Clase de filtración recomendada
Minería	40	–	25	40 μm
Lavandería	40	10	5	40 μm
Máquinas soldadoras	40	10	25	40 μm
Máquinas herramienta	40	3	25	40 μm
Cilindros neumáticos	40	3	25	40 μm
Válvulas neumáticas	40 o bien 50	3	25	40 o bien 50 μm
Máquinas de embalaje	40	3	1	5 μm – 1 μm
Reguladores finos de presión	5	3	1	5 μm – 1 μm
Aire de medición	1	3	1	5 μm – 1 μm
Aire en almacén	1	-20	1	5 μm – 1 μm
Aire para pintura	1	3	0,1	5 μm – 1 μm
Técnica de detectores	1	-20 o bien -40	0,1	5 μm – 1 μm
Aire puro para respirar	0,01	–	–	-0.01 μm

Clase de calidad del aire (DIN ISO 8573-1)	Tamaño máx. de las partículas en μm	Densidad máxima de las partículas en mg/m ³ (ISO 554)	Punto máx. de condensación bajo presión en °C	Contenido máx. de aceite residual en mg/m ³ (ISO 554)
1	0,1	0,1	-70	0,01
2	1	1	-40	0,1
3	5	5	-20	1
4	15	8	3	5
5	40	10	7	25
6	–	–	10	–
7	–	–	sin definir	–

La transpaleta será empleada principalmente bajo techo, en almacén, luego la clase de filtración recomendada según la Tabla 21 es de 5 μm a 1 μm , lo que corresponde a una calidad del aire, según DIN ISO 8573-1, clase 3 [3].

Además, se hace necesario regular la presión de los 10 bar de la salida del compresor a los 6 bares necesarios en el circuito, por lo que también se ha de seleccionar un regulador de la presión.

Se selecciona un filtro regulador SMC AW30-B que cumple con las exigencias de regulación y de filtración de partículas, con un grado de filtración nominal de $5\ \mu m$ y con un rango de presión de regulación de 0,5-0,85 bar.

En el proceso de compresión el aire se calienta, por lo que en algunos compresores se hace necesario montar un equipo de refrigeración auxiliar. El compresor seleccionado es de pequeño tamaño y cuenta con unas aletas de refrigeración en el mismo cilindro, por lo que no es necesario el empleo de un equipo de refrigeración externo [18].

3 REQUISITOS ELÉCTRICOS

Con los datos de la bancada del compresor seleccionada, se determinan las características eléctricas necesarias para alimentar el motor eléctrico, según la ficha técnica, se trata de un motor trifásico de 400V, a 50Hz y una potencia de 2,2 kW [43] con una intensidad de 5A [43].

Puesto que la transpaleta es independiente, es decir no necesita de conexión eléctrica o suministro de aire externo, la energía se obtiene de unas baterías. Las baterías funcionan en corriente continua y el motor en corriente alterna, por lo tanto, es necesario un inversor que convierta la tensión continua de las baterías en tensión alterna a trifásica de frecuencia de 50 Hz.





3.1 INVERSOR DC/AC

Para este propósito hay varias marcas como, Infineon, GWL Power, Sevcon, John Deere, Cascadia Motion, etc. Todas disponen de un amplio catálogo de inversores capaces de adaptarse a un amplio espectro de requerimientos particulares de cada proyecto.

Los inversores tienen una eficiencia menor cuando se utilizan a un porcentaje bajo de su capacidad. Por ello no es aconsejable sobredimensionarlos, siendo conveniente seleccionar uno con una potencia lo más cercana a la de carga de consumo [19]. Además, la refrigeración del inversor seleccionado ha de ser de aire, puesto que no se dispone de un circuito de agua con radiador en la transpaleta.

Alguno de los inversores que pueden cumplir con los requisitos de este proyecto son los listados en la Tabla 22 :

Tabla 22 Inversores comerciales [47]

		SEVCON Gen4S4 80V	SEVCON Gen4S6 48V2	RMS PM100DX	RMS RM100DX
					
POTENCIA MAXIMA (Continua)	kW	11	12,5	-	-
V. NOMINAL DE ENTRADA	VDC	72-80	36-48	50-400	50-420
SALIDA CONTINUA AC	A	140	260	350	300
DIMENSIONES	mm	190x150x70	310x170x90	310x200x90	260x330x90
PESO	Kg	6	11	7,5	8

3.2 BATERÍA

La batería es la fuente de energía que la transpaleta empleará para moverse, por lo que de ella depende la autonomía de esta.

Se calcula la capacidad que ha de tener la batería elegida, para una duración de aproximadamente 2 horas de uso continuado, para ello se hace uso de la siguiente ecuación:

$$H = \frac{W_b}{W_c} \quad (20)$$

Donde:

W_c : Potencia consumida en kWh.

W_b : Capacidad de la batería en kWh.

H: Autonomía de la batería en horas.

El motor eléctrico empleado, tiene un consumo de 2,2 kWh y se quiere una autonomía de al menos 2 horas, por lo que, empleando la ecuación anterior, se calcula la capacidad de la batería:

$$2 * 2,2 = H$$

$$H = 4,4 \text{ kWh}$$

Por lo que la batería seleccionada ha de tener al menos una capacidad de 4,4kWh.

Una vez determinada la capacidad orientativa de la batería, se procede a determinar la clase más conveniente de batería a usar, en la Tabla 23 se lleva a cabo una comparación por puntuación:




Tabla 23 Comparación clases de batería [19]

	COSTE	RENDIMIENTO	DENSIDAD DE POTENCIA	MANTENIMIENTO
Plomo- Ácido	10	8	1	6
Níquel- Cadmio	5	9	8	6
Li-ion	4	9	10	9
Zebra	5	6	8	5

Para el caso del presente proyecto, el peso es de gran peso a la hora de seleccionar la clase de batería, por ello se determina que la batería a seleccionar ha de ser de Li-ion, puesto que es la clase de batería que mayor puntuación obtiene en densidad de potencia, por lo que a menos peso de la batería se consigue igual potencia que las baterías de las otras clases. Además, no exigen prácticamente mantenimiento y tienen buen rendimiento.

Alguna de las baterías que se pueden seleccionar se listan en la Tabla 24:

Tabla 24 Baterías comerciales, [26][7]

		GWL GBS-12V200Ah-A	BOOANT 16S 60V	BOOANT 16S 48 Ah
				
CAPACIDAD	kWh	2,4	1,8	2,8
VOLTAJE	V	12	60	60
DIMENSIONES	mm	489x242x142	390x310x200	335x155x140
PESO	Kg	24,9	9,5	13

La bahía de baterías de la transpaleta está diseñada teniendo en cuenta el uso de dos baterías GBS-12V200Ah-A dispuestas en paralelo, lo que permite obtener una capacidad de 4,8kWh.

El volumen ocupado por las tres baterías es de 34,1 l, y un peso de 49,8 kg.

3.3 CONVERSION DC/DC

En función de las baterías y la disposición de estas, Serie/Paralelo, puede ser necesario un convertor que adapte la tensión de salida de las baterías elegidas a la tensión necesario por el motor.

4 ESTRUCTURA MANGO-SOPORTE

Para poder empujar el conjunto con mayor facilidad, se ha dispuesto una estructura compuesta Fig. 43 de un mango (Azul) y soporte (Rojo), con un diseño basado en medidas antropométricas para máxima comodidad del operario, reduciendo así riesgos de lesiones por mala posturas.

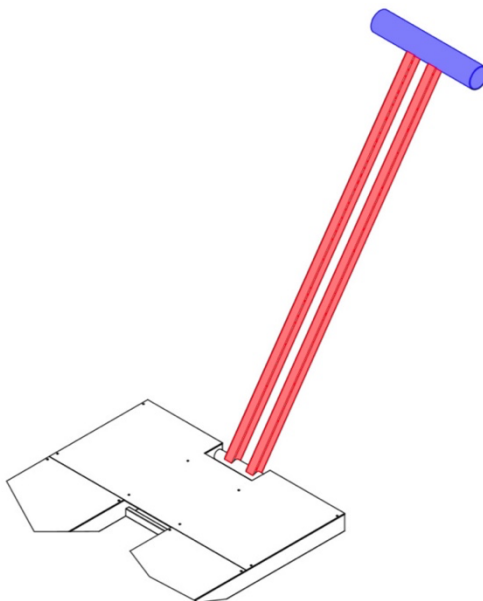


Fig. 43 Mango-Soporte

Se ha hecho uso de las medidas antropométricas de la población laboral española para el diseño [10], se utiliza la altura de la espina ilíaca, usada para calcular la altura del soporte, asegurando que la posición del operario es erguida y cómoda para el empuje, reduciendo el riesgo de lesiones. Para determinar el diámetro que tiene el mango y así, asegurar un buen agarre, se ha hecho uso del dato sobre la longitud de la mano.

Los datos antropométricos siguen una distribución normal; para que el Mango-Soporte pueda ser usado con comodidad por el mayor número de operarios, se diseñará tomando el percentil 95 (P_{95}) como dato para las medidas, tanto del soporte como del mango, así se consigue que haya un 95% de probabilidades que se trate de un diseño ergonómico para la mayoría de los operarios [10].

4.1 SOPORTE

La posición del soporte, que se ha tomado para realizar los cálculos, forma un ángulo de 65° con la horizontal, para la altura de la espina ilíaca en el percentil 95, es: $P_{95}=1028 \text{ mm}$

Así, la altura total, contando la distancia del eje del mango al eje de rotación del soporte, más la mitad de la altura de la viga longitudinal, la altura del módulo de carga y la elevación, es de 1028 mm.

Para el cálculo de la longitud del soporte (h), se ha restado a 1028 mm la altura de la mitad de la viga longitudinal, la altura del módulo de carga y la altura de elevación en la fase 2.

$$X = M - N \quad (21)$$

$$X = 1028 - 85,5 \Rightarrow X = 942,5 \text{ mm}$$

Así se obtiene el cateto mayor del triángulo rectángulo, del que además conocemos uno de sus ángulos, mediante el teorema de Pitágoras obtenemos la hipotenusa, que es la longitud del soporte.

$$\sin 65^\circ = \frac{942,5}{h} \Rightarrow h = 1040 \text{ mm}$$

4.2 MANGO

Se ha calculado el diámetro del mango tomando el dato de la longitud de la mano, para un 95% de posibilidades, el percentil 95, es: $P_{95} = 202 \text{ mm}$

con esto tenemos que el perímetro de el mango es 202 mm, calculamos el diámetro máximo aplicando la fórmula del perímetro de un círculo.

$$P = \pi * d \quad (22)$$

Sustituyendo:

$$202 = \pi * d \Rightarrow d \leq 64,3 \approx 64 \text{ mm}$$

Por tanto se selecciona una empuñadura comercial, Elesa Ganter I.780-80-M8-SAN-C1 con un diámetro de 26,5 mm.

5 ESTRUCTURA BASTIDOR

El chasis, con unas dimensiones de 1700x600 mm, cumple dos funciones; es la base sobre la que se instalan lo equipos de producción de aire y es donde descansa el peso de la carga de los pallets. Está dividido en dos zonas principales, véase Fig. 44, la zona de apoyo de la carga 1 (Rojo) y zona de equipos 2 (Verde).

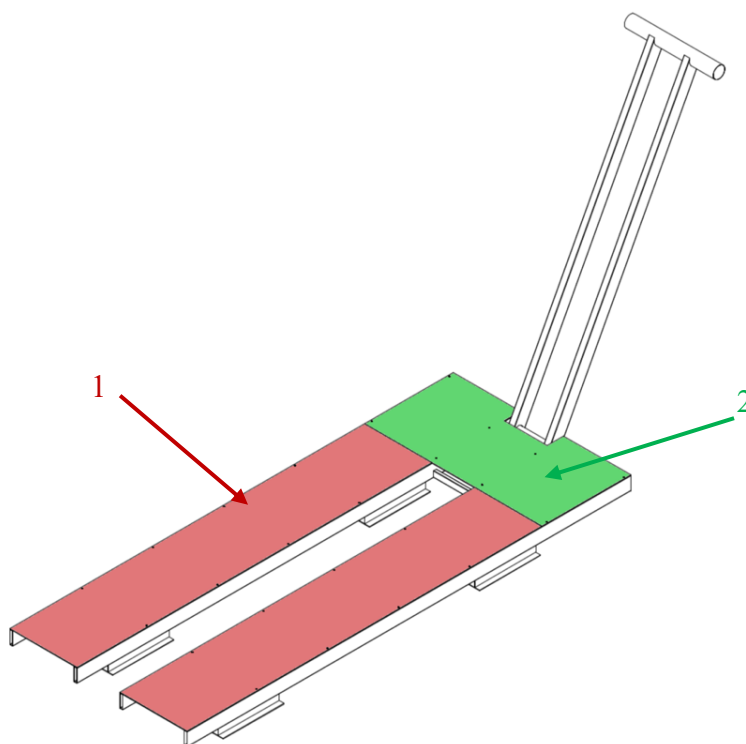


Fig. 44 Zonas de carga

La geometría de la zona de carga, con unas dimensiones de 1200x600 mm, está formada por dos patines, con unas dimensiones de 1200x250 mm cada uno, medidas basadas en la medida estándar de un pallet europeo 1200x800 mm estándar según la normativa DIN 13698-1.

La zona de equipos tiene unas medidas, para el acomodo de estos, de 500x600 mm.

Para la estructura de acero del chasis se utilizan secciones tubulares rectangulares de 30x10x2,5 mm. y 20x10x1 mm. de acero S355. El conjunto estructural, véase Fig. 45, está compuesto de: cuatro vigas longitudinales marca 1 (rojo), encargadas de transmitir la carga a las ocho vigas transversales marca 2 (verde), donde se apoyarán los módulos de carga, y una

viga transversal marca 3 (azul) encargada de unir los dos patines, además de dos vigas en voladizo encargadas de soportar el peso del depósito, todo dispuesto según se ve en la Fig. 45.

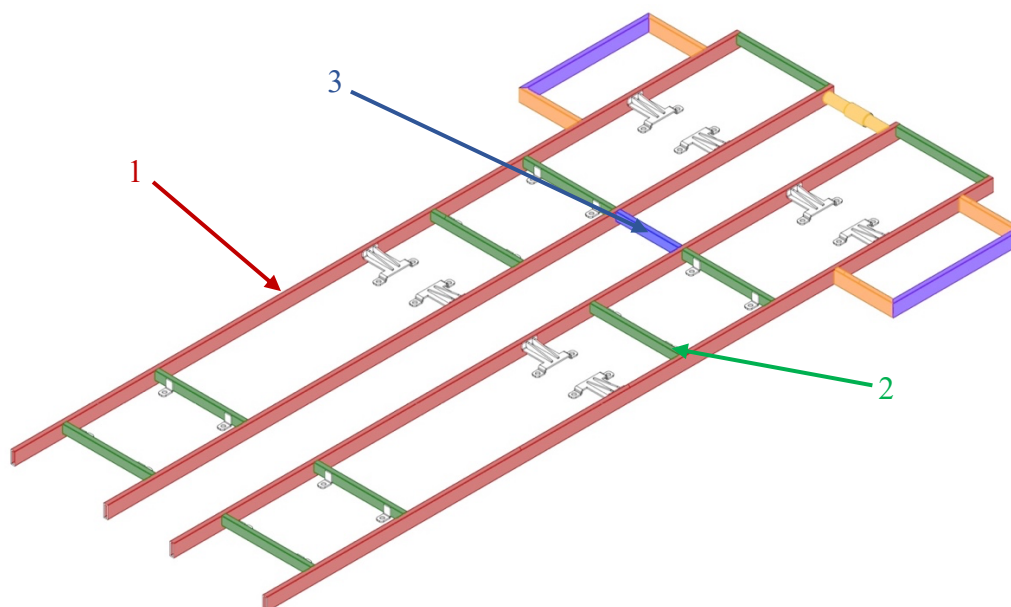


Fig. 45 Estructura

Características acero E355

- Módulo elástico: $E = 210.000 MPa$
- Densidad acero: $d = 7.850 Kg/m^3$
- Tensión límite elástico: $f_y = 355 MPa$
- Tensión de rotura: $f_u = 470 MPa$

5.1 VIGA LONGITUDINAL

Para las vigas longitudinales, véase Fig. 46, se emplean tubos rectangulares de 30x10x2,50 mm. con una longitud de 1700 mm. siendo el elemento estructural encargado de soportar, y trasladar las cargas, del pallet, las instalaciones de producción de aire y el peso propio.

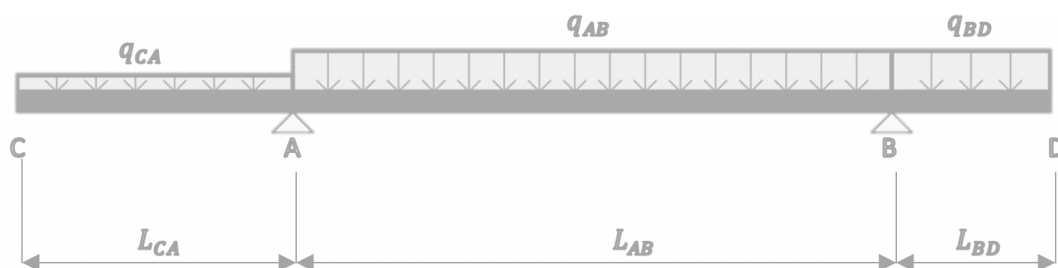


Fig. 46 Viga longitudinal

5.1.1 Cálculo del peso de la estructura, instalaciones fijas y carga de los pallets

Peso de la estructura:

La estructura está construida con los perfiles de precisión que se muestran en la Tabla 25:

Tabla 25 Peso estructura bastidor

	Nº Perfiles	Tamaño (mm)	Anchura (mm)	Carga (Kg/mm)	Longitud (mm)
Longitudinal (q_1)	4	30x10	2,5	0,592	1700
Trasversal (q_2)	10	20x10	1	0,444	207,5
Trasversal (q_3)	1	20x10	1	0,444	145
Voladizo (q_4)	4	30x10	2,5	0,592	138
Trasversal (q_5)	2	30x10	2,5	0,592	300

Calculamos el peso total de la estructura:

(23)

$$P_T = q_1 L_1 + q_2 L_2 + q_3 L_3 + q_4 L_4 + q_5 L_5$$

Sustituyendo por los valores de la Tabla 25:

$$P_E = 5,92 * 10^{-4} * 1700 * 4 + 4,44 * 10^{-4} * 207,5 * 10 + 10^{-4} * 145 * 2 + 5,52 * 138 * 4 * 10^{-4} + 5,92 * 300 * 2 * 10^{-4}$$

$$P_E = 5,75Kg$$

Según la EAH tabla 12.1 el coeficiente parcial de seguridad para una acción permanente, como es el peso de la estructura es de: $\gamma_G = 1,35$ [1].

$$P_{E_{ed}} = 5,75 * 1,35 = 7,77kg$$

Cargas repartidas del peso estructural en cada una de las vigas longitudinales:

$$q_E = \frac{7,77}{4 * 1700} = 1,143 * 10^{-3} kg/mm$$

Peso de Instalaciones:

El peso de las instalaciones fijas contiene lo equipos necesarios para la producción de aire, todos estos elementos se situarán en la parte posterior del chasis, el peso máximo posible, contando con todos los equipos, es determinado como sigue:

-Peso máximo sustentado por los colchones de aire: $P_T = 1.814kg$

-Peso máximo de la carga de un pallet estándar: $P_C = 1.500kg$

-Peso de la estructura de acero: $P_E = 5,07$

Para obtener el máximo peso posible de la instalación:

$$P_{INS} = P_T - P_C - P_E = 1.814 - 1.500 - 5,07 = 309kg$$

Se aplica el coeficiente de $\gamma_G = 1,35$ según la EAE tabla 12.1 para una acción permanente:

$$P_{INS_{ed}} = 309 * 1,35 = 417,15 kg$$

La carga repartida lo hará entre las cuatro vigas longitudinales, y en concreto en su parte posterior en voladizo cuya longitud es: $L_{Av} = 400mm$

$$q_I = \frac{417,15}{4 * 613} = 0,17 kg/mm$$

Peso de la carga variable:

Este peso se corresponde con el peso propio del pallet y de la carga que éste en el contenida.

El peso dinámico seguro que soporta un pallet europeo estándar es de: $P_C = 1.500kg$

Según la EAE tabla 12.1 [1] el coeficiente parcial de seguridad para una acción variable es: $\gamma_Q = 1,5$

$$P_{C_{ed}} = 1500 * 1,5 = 2250kg$$

Se reparte la carga en la sección delantera de las vigas longitudinales que tiene una longitud de: $L_{ABv} = 1100mm$

$$q_C = \frac{2250}{4 * 1087} = 0,518 \text{ kg/mm}$$

5.1.2 Distribución de la carga

La distribución de las cargas uniformemente repartidas tiene lugar de la siguiente forma:

En la viga longitudinal de A a D, se tiene la carga repartida equivalente del pallet q_C , así como el peso propio de la estructura q_E , luego los vanos L_{AB} y L_{BD} tendrán una carga uniformemente repartida $q_{AB} = q_{BD}$ que es la suma de las cargas repartidas anteriores.

$$q_{AB} = q_{BD} = q_C + q_E = 0,519 \text{ kg/mm}$$

De C a D actuará tanto el peso de los equipos q_I , como el peso propio de la estructura q_E luego en el vano L_{DA} se tendrá una carga uniforme equivalente q_{CA}

$$q_{CA} = q_I + q_E = 0,171$$

Resumen de cargas equivalentes Tabla 26.

Tabla 26 Cargas viga longitudinal.

	Carga (kg/mm)
q_{CA}	0,171
q_{AB}	0,519
q_{BD}	0,519

5.1.3 Cálculo de las reacciones

Reacciones en los apoyos fase 1:

Estudiamos la estabilidad de la traspaleta descargada: para ello calculamos las reacciones en los apoyos, los apoyos corresponden al plano medio de los módulos de carga, así la distancia queda según lo dispuesto en la Tabla 27.

Tabla 27 Distancias fase 1

	Distancia (mm)
L_{CE}	250
L_{EF}	620
L_{FD}	852

Se Calculan las reacciones, en el punto F, aplicando sumatorio de momentos igual a cero en el apoyo E:

$$\sum M = 0 \quad 0 = q_{CA} * \frac{L_{CE}^2}{2} - q_{CA} * \frac{L_{CE}^2}{2} - L_{EF} * R_F + q_{AD} * \left(\frac{(L_{FD} + (L_{EF} - L_{CE}))^2}{2} + L_{CE} \right) \quad (24)$$

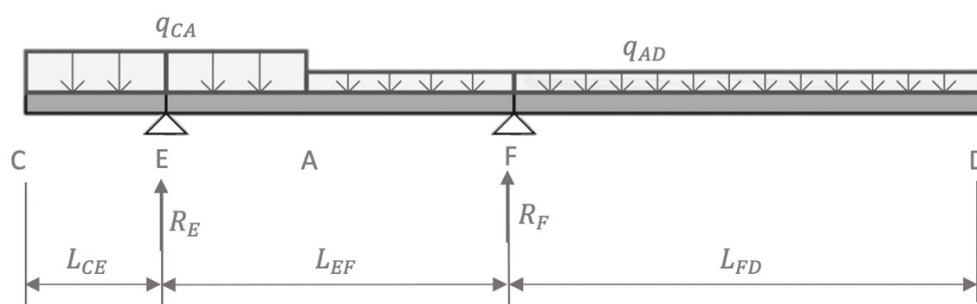


Fig. 47 Estabilidad en fase 1

Despejando de la ecuación (24) R_F :

$$R_F = 1,214 \text{ kg}$$

Aplicando sumatorio de fuerzas igual a cero, se halla R_E :

$$\sum F = 0 \quad 0 = q_{AD} * (L_{FD} + L_{EF} - L_{CE}) + q_{CA} * 2 * L_{CE} - R_E$$

Despejando R_E :

$$R_E = 85,564 \text{ kg}$$

Por lo que no se produce vuelco, aunque la reacción en F tiene un valor bajo, 1,21 kg por lo que habrá que tener especial cuidado en no sobrecargar la zona trasera L_{CE} para que no se produzca vuelco.

Tabla 28 Reacciones fase 1

	Reacciones (kg)
R_E	1,214
R_F	85,564

Reacciones en los apoyos fase 2:

Debido a la distribución desigual de la carga sobre la viga longitudinal, véase Fig. 48, la reacción en el apoyo A es de mayor valor que en el B, esto se traduce en una sobrecarga en los módulos de carga posteriores y por tanto en un desequilibrio en cuanto al reparto de pesos.

Como solución a este problema, para que estas reacciones sean lo más parecidas posible, se deja fija la distancia CA de 613 mm y como incógnita AB, de tal forma se obtendrá la distancia AB que haga las reacciones iguales $X = R_A = R_B$

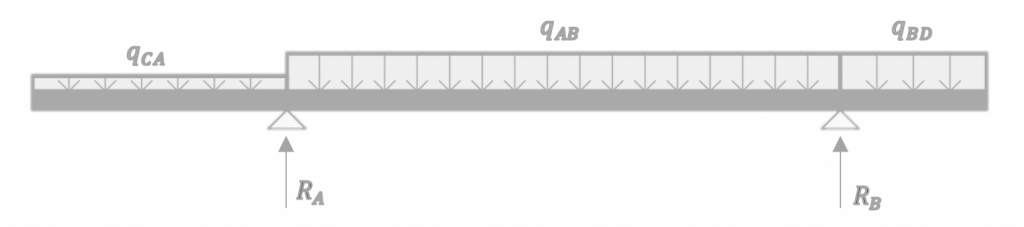


Fig. 48 Reacciones viga longitudinal

Se calcula el valor de las reacciones tanto en A como en B

$$\Sigma F = 0 \quad \rightarrow \quad q_{CA} * L_{CA} + q_{CA} * L_{CA} = 2 * X \quad (25)$$

Sustituyendo valores:

$$0,171 * 613 + 0,519 * 1087 = 2 * X$$

Despejando X de la ecuación anterior, se tiene:

$$X = R_A = R_B = 334kg$$

Se calcula la distancia AB para que se cumpla la igualdad de ambas reacciones, para ello se aplica equilibrio de momentos en el apoyo A:

$$\Sigma M_A = 0 \frac{q_{CA} * L_{CA}^2}{2} + R_B * L_{AB} = \frac{q_{AB} * L_{AB}^2}{2} + q_{AB} * (L_{AD} - L_{AB}) * \left(\frac{L_{AD} - L_{AB}}{2} + L_{AB} \right) \quad (26)$$

Sustituyendo en la ecuación anterior y despejando L_{AB} se obtiene la distancia a la que será necesaria colocar el apoyo B para que las dos reacciones sean de igual valor.

$$\frac{0,171 * 613^2}{2} + 334,48 * L_{AB} = \frac{0,519 * L_{AB}^2}{2} + 0,519 * (1087 - L_{AB}) * \left(\frac{1087 - L_{AB}}{2} + L_{AB} \right)$$

Se Obtiene que la distancia necesaria es: $L_{AB} = 864,01mm$

Por facilidad de montaje y teniendo en cuenta que la diferencia en la cargada entre el apoyo A y B es menor de un quilo, se redondea el valor anterior de distancia.

$$L_{AB} = 865,01 \approx 865mm$$

Quedando definidas, como se muestra en la Tabla 29, las medidas en las vigas longitudinales:

Tabla 29 Distancias fase 2

	Distancia (mm)
L_{CA}	613
L_{AB}	865
L_{BD}	222

Reacciones en los apoyos, dispuesto en la Tabla 30:

Tabla 30 Reacciones fase 2

	Reacciones (kg)
R_A	334
R_B	334

5.1.3 Leyes de esfuerzo

Tabla 31 Leyes de esfuerzos

CORTANTES		
V_{CA}	$-q_{CD} * x$	$0 < x < 613$
V_{AB}	$-q_{AB} * x - q_{CD} * L_{CD} + R_A$	$0 \leq x \leq 865$
V_{BD}	$-q_{CD} * L_{CD} - q_{AB} * (L_{AB} + x) + R_A + R_B$	$0 \leq x \leq 222$

FLECTORES		
M_{CA}	$\frac{-q_{CA} * x}{2}$	$0 < x < 613$
M_{AB}	$-q_{CA} * L_{CA} * \left(\frac{L_{CA}}{2} + x\right) + R_A * x - \frac{q_{AB} * x^2}{2}$	$0 < x < 865$
M_{BD}	$-q_{CA} * L_{CA} * \left(\frac{L_{CA}}{2} + L_{AB} + x\right) + R_A * (L_{AB} + x) - q_{AB} * L_{AB} * \left(\frac{L_{AB}}{2} + x\right) - \frac{q_{BD} * x^2}{2}$	$0 < x < 222$

Los puntos de la viga más solicitados, y que por ende serán objeto de estudio y comprobación, son los dispuestos en la Tabla 32.

Tabla 32 Cortante, momento flector en sección más solicitada, viga longitudinal.

Punto 1	X=613 mm
V_{ED1}	2293,6 N
M_{ED1}	321456 N mm

5.1.4 Estado límite último y justificación de perfiles

La anchura del patín es de 227,5mm, se ha de dejar espacio suficiente entre los dos perfiles longitudinales del patín para acomodar los tubos neumáticos, así como para los módulos de carga, por lo que se ha seleccionado un perfil con una anchura mínima, según catálogo de perfiles de precisión [13] perfil rectangular de 30x10 mm con un espesor de 2,5 mm.

Se realizan las comprobaciones de las secciones más solicitadas según lo dispuesto en la EAE [1].

Se comprueba el punto crítico 1, situado a una distancia del extremo C de 613 mm donde tenemos el cortante y el momento flector máximo.

Para ello, primeramente, se identifican los fenómenos de inestabilidad local, llevando a cabo la calcificación de la sección transversal siguiendo criterios de asignación de clase, según EAE.

Se clasifica el alma de la viga teniendo en cuenta que se trata de un panel flectado.

- Longitud del alma: $c = 30 - 2,5 * 2 = 25mm$
- Límite elástico del acero E355: $f_y = 355MPa$
- Factor multiplicador en función del acero: $\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} = 0,814$
- Relación longitud alma (c) y espesor (t): $\frac{c}{t} = \frac{25}{2,5} = 10$

Ley de tensiones en los paneles:

Según la EAE tabla 20.3.a: $\frac{c}{t} \leq 72 * \varepsilon \rightarrow \frac{25}{2,5} = 10 \leq 72 * 0,814 = 58,61 \rightarrow \text{Clase 1}$

Una vez clasificada la sección de la viga, se comprueba el punto 1 situado sobre el apoyo A y donde actúa un momento flector M_{ED1} y un cortante V_{ED1} .

Se calculan las tensiones debidas al cortante y al momento flector, con inercia de la sección de: $I=15989,58 \text{ mm}^4$.

Tensiones normales debidas al flector:

$$\sigma = \frac{M_{Ed}}{I} \quad (27)$$

Donde:

$\sigma_{x,Ed}$: Tensión normal actuante en N.

M_{Ed} : Momento actuante en N mm

I: Inercia de la sección en mm^4 .

Sustituyendo en la ecuación (27).

$$\sigma_{x,Ed} = \frac{-321456}{15989,58} * 15 = 301,56 \text{ MPa}$$

Tensión tangente debida al cortante:

$$\tau = \frac{V_{Ed} * (S * t * h * 0,5)}{I} \quad (28)$$

Donde:

τ_{Ed} : Tensión tangente actuante en N.

V_{Ed} : Cortante actuante en N.

S: Momento elástico en mm³

t: Espesor del ala de la viga en mm.

h: Altura al incentro en mm.

Sustituyendo en la ecuación (28).

$$\tau_{Ed} = \frac{2293,5 * (5 * 2,5 * 13,75)}{15989,58 * 2} = 12,3MPa$$

Se Lleva a cabo la comprobación de estados límite últimos, utilizando la siguiente ecuación de interacción de esfuerzos, de acuerdo con criterios elásticos para el punto crítico de la sección transversal.

$$\left(\frac{\sigma_{x,Ed}}{f_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{z,Ed}}{f_y} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{x,Ed}}{f_y} \right) * \left(\frac{\sigma_{z,Ed}}{f_y} \right) + 3 * \left(\frac{\tau_{Ed}}{f_y} \right) \leq 1 \quad (29)$$

Sustituyendo en la ecuación anterior:

$$\left(\frac{301,56}{\frac{355}{1,05}} \right)^2 + 3 * \left(\frac{12,3}{\frac{355}{1,05}} \right)^2 \leq 1 \rightarrow 0,8 \leq 1$$

El punto crítico cumple con los criterios de resistencia, al ser menor que 1 la interacción de esfuerzos.

Se comprueba ahora la resistencia a flexión y cortante, por separado en el punto 1. Para ello se calcula el módulo resistente plástico, como se trata de una sección simétrica entonces:

- Momento estático $S = 734,38 \text{ mm}^3$

$$W_{Pl} = 2 * S = 2 * 734,38 = 1568,75 \text{ mm}^3$$

Se Comprueba que el momento actuante no supera al resistente, teniendo en cuenta que la sección es de clase 1

- Coeficiente de reducción $\gamma_{M0} = 1,05$

$$M_{Ed} \leq M_{c,Rd} = \frac{W_{Pl} * f_y}{\gamma_{M0}} \quad (30)$$

Se Sustituyen valores en la ecuación anterior:

$$321456 \leq \frac{1568,75 * 355}{1,05}$$

$$321456 < 496577,38 \text{ MPa}$$

Luego queda verificado la resistencia a flexión de la sección de la viga.

Se realizará comprobación de resistencia a cortante en el mismo punto:

- Para perfiles huecos: $A_V = \frac{(30 \cdot 10 - 25 \cdot 5) \cdot 30}{(30 + 10)} = 131,25 \text{ mm}^2$

Se aplica la fórmula del cortante:

$$V_{Ed} \leq V_{Pl,Rd} = \frac{A_V * \left(\frac{f_y}{\sqrt{3}} \right)}{\gamma_{M0}} \quad (31)$$

Sustituyendo en la ecuación (31).

$$2293,5 \leq \frac{131,25 * \left(\frac{355}{\sqrt{3}} \right)}{1,05} \rightarrow 2293,5 \leq 25619,92$$

La Interacción de esfuerzos queda:

$$V_{Ed} \leq 0,5 * V_{Pl,Rd} \rightarrow 2293,5 < 25619,92 * 0,5$$

No se reduce el valor de la resistencia del cortante y el valor admisible es mayor que el actuante, por lo tanto, queda garantizada la resistencia del perfil.

5.2 VIGA TRANSVERSAL

En las vigas transversales, véase Fig. 49, encargadas de transmitir el peso de todo el conjunto a los módulos de carga, se utilizarán unos perfiles tubulares rectangulares de 20x10x1 mm, cada uno de ellos tiene una longitud de 207,5 mm.

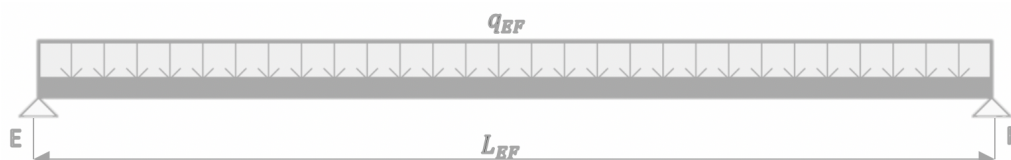


Fig. 49 Viga trasversal

5.2.1 Distribución de la carga

La carga soportada por este elemento estructural será la total de toda la estructura que tramitará como una carga uniforme repartida al módulo de carga.

Calculamos el peso total sumando, las cargas de la estructura, instalaciones fijas y pallet.

$$P_{TED} = P_{EEd} + P_{INSEd} + P_{CEd} \quad (32)$$

Donde:

P_{TED} : Carga actuante total en kg.

P_{EEd} : Carga actuante estructura en kg.

P_{INSEd} : Carga actuante instalaciones fijas en kg.

P_{CEd} : Carga actuante del pallet en kg.

Sustituyendo en la expresión (32), por los valores calculados anteriormente:

$$P_{TED} = 17,82 + 406,08 + 2250 = 2674kg$$

Se Reparte la carga entre las ocho vigas transversales y se calcula la carga equivalente, dividiendo entre la longitud de cada una de las vigas transversales.

$$q_{EF} = \frac{2674}{8 * 207,5} = 1,611 kg/mm$$

Resumen de cargas:

Tabla 33 Carga viga transversal.

	Carga (kg/mm)
q_{EF}	1,611

5.2.2 Cálculo de las reacciones

Haciendo uso de la primera ley de Newton de equilibrio de fuerzas, se calculan las reacciones en los apoyos.

Puesto que la carga está centrada, las reacciones en los dos apoyos serán iguales $R_E = R_F = R$

$$\Sigma F = 0 \rightarrow q_{EF} * L_{EF} = 2 * R$$

Sustituyendo y despejando R en la ecuación anterior se obtiene el valor de la reacción en los apoyos:

$$1,611 * 207,5 = 2 * R$$

$$R = 167,17kg$$

Reacciones en los apoyos, según la Tabla 34:

Tabla 34 Reacciones viga transversal

	Reacciones (kg)
R	167,14

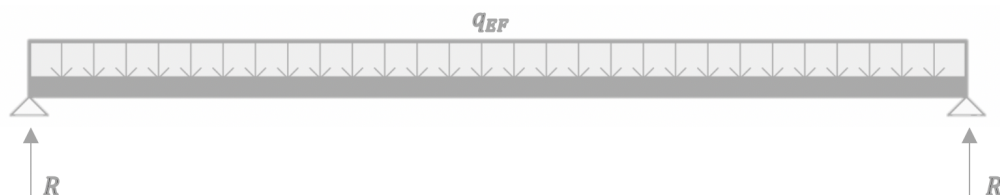


Fig. 50 Reacciones viga transversal

5.2.3 Leyes de esfuerzo

Tabla 35 Leyes de esfuerzo, viga transversal

Cortante		
V_{EF}	$-R + q_{EF} * x$	$0 \leq x \leq 207,5$
Flectores		
M_{EF}	$-R * x + \frac{q_{EF} * x^2}{2}$	$0 \leq x \leq 207,5$

Los puntos más solicitados de la viga y que por tanto que se han comprobado, son los siguientes:

Tabla 36 Momento flectores y cortantes en secciones más solicitadas, viga transversal.

Punto 2	X=103,75 mm
V_{Ed2}	0
M_{Ed2}	-86693,8 N mm
Punto 3	X=0 mm
V_{Ed3}	1671,2 N mm
M_{Ed3}	0

5.2.4 Estados límite últimos

Comprobamos la resistencia de la sección 20x10x1 mm en los puntos más solicitados, punto 2 y punto 3.

Primeramente, se clasifica el alma de la viga teniendo en cuenta que se trata de un panel fletado.

- Longitud del alma: $c = 20 - 1 * 2 = 18 \text{ mm}$
- Límite elástico del acero E355: $f_y = 355 \text{ MPa}$
- Factor multiplicador en función del acero: $\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} = 0,814$
- Relación longitud alma (c) y espesor (t): $\frac{c}{t} = \frac{18}{1} = 18$

Ley de tensiones en los paneles:

Según la EAE tabla 20.3.a: $\frac{c}{t} \leq 72 * \varepsilon \rightarrow \frac{18}{1} = 18 \leq 72 * 0,814 = 58,61 \rightarrow \text{Clase 1}$

Una vez clasificada la sección, se comprueba la resistencia en el punto 2, que está sometido al momento flector máximo M_{Ed2} , se calcula el momento flector resistente y se comparación el actuante.

- Inercia de la sección $I = 2778,67 \text{ mm}^4$
- Momento estático $S = 176 \text{ mm}^3$
- En secciones simétricas $W_{pl} = 2 * S = 352 \text{ mm}^3$

$$86093,1 \leq \frac{352 * 355}{1,05}$$

$$86693,8 < 119009,5 \text{ N mm}$$

Luego queda comprobada la resistencia debida al momento flector en el punto 2

El punto 3 está sometido un cortante máximo actuante V_{Ed3} , se comprueba que este no pase el cortante resistido por la sección.

- Perfil hueco de espesor constante $A_v = 37,77 \text{ mm}^2$

$$1671,2 \leq \frac{37,77 * \left(\frac{355}{\sqrt[3]{3}}\right)}{1,05}$$

$$1671,7 < 7287,4 \text{ N}$$

La sección cumple con los criterios de resistencia ante el cortante actuante en el punto 3.

5.3 VIGA EN VOLADIZO

Debido a la longitud del depósito acumulador, que supera la anchura general del conjunto, se dispone de cuatro vigas en voladizo en las que se apoya el depósito de 37 Kg. Se hace uso de los mismos tubos rectangulares de 30x20x2,5 mm que, en las vigas longitudinales, con una longitud cada una de 138 mm.

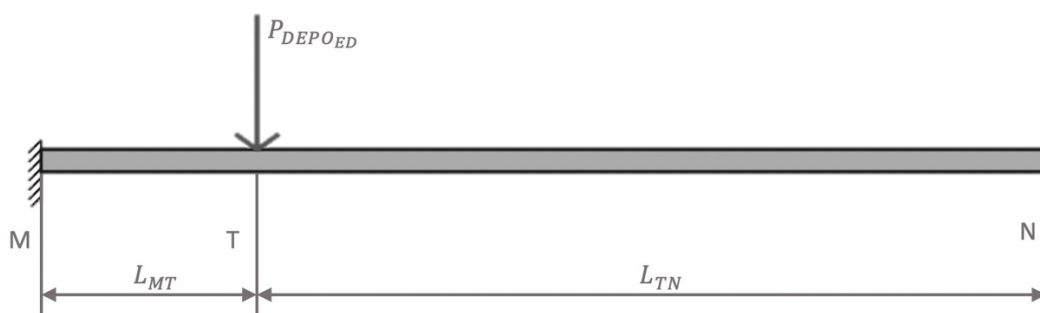


Fig. 51 Viga en voladizo

5.3.1 Distribución de la carga

Además del peso propio, que no se tiene en cuenta por su bajo valor, como se ha dicho anteriormente, el voladizo soporta la carga del depósito acumulador de 37 Kg, este peso multiplicado por el coeficiente de mayoración, según EAE [1], para cargas fijas es de $\gamma_G = 1,35$, es repartido entre los cuatro voladizos, por lo que el peso puntual actuante será:

$$P_{DEPED} = \frac{P_{DEP} * \gamma_G}{4} \rightarrow P_{DEPED} = 12,48 \text{ kg}$$

Donde:

P_{DEP} : Peso del depósito en kg.

γ_G : Coeficiente de seguridad 1,35.

5.3.2 Cálculo de reacciones

Mediante la primera ley de Newton de equilibrio de fuerzas, se calculan las reacciones en el empotramiento.

$$\Sigma F = 0 \quad P_{DEPED} = R$$

Por lo que la reacción R en el empotramiento es la siguiente

$$R = 12,48 \text{ kg}$$

Para calcular la reacción (M_R) debida al momento flector, se aplica equilibrio de momentos en el empotramiento.

$$\Sigma M = 0 \quad l * P_{DEPED} = M_R$$

Sustituyendo en la ecuación anterior.

$$M_R = 1723,27 \text{ kg mm}$$

Luego las reacciones en el empotramiento son las mostradas en la Tabla 37:

Tabla 37 Reacciones en empotramiento.

	Reacciones
R	12,48 kg
M_R	1723,27 kg mm

5.3.3 Leyes de esfuerzo.

Tabla 38 Leyes de esfuerzo, voladizo.

Cortante		
V_{EF}	P_{DEPED}	$0 \leq x \leq 138$
Flectores		
M_{EF}	$X * P_{DEPED}$	$0 \leq x \leq 138$

El punto más solicitado de la viga se encuentra a $x=138$, entrando por la derecha. Según la Tabla 39

Tabla 39 Momentos flectores y cortantes en la sección más solicitada, voladizo.

Punto 4	X=138 mm
V_{Ed4}	124,8 N
M_{Ed4}	17232,7 N mm

5.3.4 Estado límite último

Se comprueba la resistencia de la sección en el punto más solicitado, punto 4.

Según lo calculado en el apartado (2.4.1.5) para esta misma sección, se trata de un perfil de clase 1.

Se lleva a cabo la comprobación frente al agotamiento de la resistencia de la sección de acuerdo con criterios elásticos, para el punto crítico. Para ello se calcula la tensión normal y el cortante en la sección más solicitada, teniendo en cuenta que la inercia de la sección es de $I=15989,58 \text{ mm}^4$

Tensiones normales debidas al flector:

$$\sigma_{x,Ed} = \frac{17232,7}{15989,58} * 15 = 16,16 \text{ MPa}$$

Tensión tangente debida al cortante:

$$\tau_{Ed} = \frac{124,8 * (5 * 2,5 * 13,75)}{15989,58 * 2} = 0,67 \text{ MPa}$$

La comprobación de interacción de esfuerzos utilizando la ecuación (29), por tanto, queda, como sigue:

$$\left(\frac{16,16}{\frac{355}{1,05}} \right)^2 + 3 * \left(\frac{0,67}{\frac{355}{1,05}} \right)^2 \leq 1 \rightarrow 0,0023 \leq 1$$

Luego cumple sobradamente con el criterio de interacción de esfuerzos.

Comprobamos ahora que la sección en el punto 4, cumple con los valores admisibles, estos han sido calculados en el apartado 5.1.4, por lo que:

$$M_{Ed4} \leq M_{c,Rd} \quad \rightarrow \quad 17232,7 < 496577,38 \text{ MPa}$$

Cumple holgadamente en cuanto a resistencia por flexión.

Comprobando a cortante:

$$V_{Ed4} \leq 0,5 * V_{Pl,Rd} \quad \rightarrow \quad 124,8 < 12809,96 \text{ MPa}$$

También cumple, por lo que la resistencia queda garantizada.

6 ESTRUCTURA SOPORTE DE EQUIPOS

La estructura soporte, soporta el peso de la bancada del compresor, así como el peso de las baterías y el inversor de corriente. Se puede dividir la estructura en tres partes Fig. 52, estructura soporte de la bancada del compresor 1 (azul), estructura soporte de las baterías e inversor 2 (rojo) y pórtico estructura portante, encargada de trasladar el peso del compresor y baterías a la bancada 3 (verde).

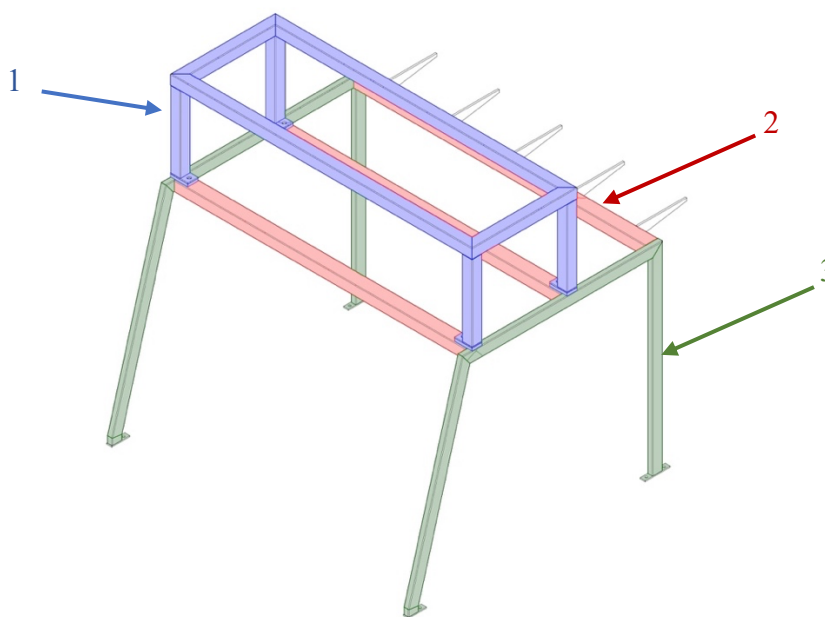


Fig. 52 Vista estructura soporte de equipos

6.1 CÁLCULO PESOS, BATERÍAS, COMPRESOR, ESTRUCTURA.

Peso debido a la estructura Tabla 40:

Tabla 40 Cargas propias, estructura soporte de equipos.

	Nº Perfiles	Tamaño (mm.)	Anchura (mm.)	Carga (Kg/m.)	Longitud (mm.)
P.S. banco compresor.	6	20x20	1	0,595	600,

	Nº Perfiles	Tamaño (mm.)	Anchura (mm.)	Carga (Kg/m.)	Longitud (mm.)
P. Soporte baterías	3	20x25	1	0,673	582
Pórtico	6	10x20	1	0,438	397,398,395

Peso instalaciones Tabla 41:

Tabla 41 Peso de las instalaciones

Instalación	Carga (kg.)
Bancada del compresor	55
Baterías	49,8
Inversor	15

6.2 VIGAS SOPORTE BANCO DE COMPRESOR

Está compuesta de dos vigas transversales de 600mm sobre las que se apoya la bancada del compresor. Se elige un tubo de precisión de sección cuadrada 20x20 mm, con un espesor de 1 mm. que porta el peso de la bancada del compresor de 55 kg al pórtico.

6.2.1 Distribución de la carga

El peso del compresor está repartido en dos vigas, se calcula ahora la carga uniformemente repartida en estas dos vigas:

$$q_{Ed,Comp} = \frac{P_{Comp} * \gamma_G}{2 * l} \quad (33)$$

Donde:

$q_{Ed,Comp}$: Carga lineal uniforme debida a la bancada del compresor en kg mm.

P_{Comp} : Peso de la bancada del compresor en kg.

γ_G : Coeficiente de seguridad 1,35.

l : longitud de la viga en mm.

Sustituyendo en la ecuación (33), se obtiene la carga repartida debida al compresor:

$$q_{Ed,Comp} = 0,06188 \text{ kg/mm}$$

Por lo que la carga uniforme repartida total será la suma del compresor y de la estructura

$$q_{Ed} = q_{Ed,Comp} + q_{Ed,estr} = 0,06188 + 0,595 * 10^{-3} = 0,06247 \text{ kg/mm}$$

6.2.2 Reacciones

Se calculan las reacciones R aplicando la primera ley de Newton:

$$\Sigma F = 0 \rightarrow q_{Ed} * l = 2 * R \rightarrow 0,06247 * 600 = 2 * R$$

$$R = 18,74 \text{ kg}$$

6.2.3 Leyes de esfuerzos

Tabla 42 Leyes de esfuerzo, Soporte banco del compresor.

Cortante		
V_{EF}	$R - q_{Ed} * x$	$0 \leq x \leq 600$
Flectores		
M_{EF}	$R * x - q_{Ed} * \frac{x^2}{2}$	$0 \leq x \leq 600$

Los puntos críticos que se han de estudiar por ser los más solicitados, son los reflejados en la Tabla 43.

Tabla 43 Puntos críticos, soporte banco del compresor.

Punto 1	X=0 mm
V_{Ed1}	187,4 N
M_{Ed1}	0
Punto 2	X=300 mm
V_{Ed2}	0
M_{Ed2}	28111,5 N mm

6.2.4 Estado límite último

Se comprueba la resistencia del tubo en los puntos 1 y 2, para ello primeramente se clasifica el alma del tubo, teniendo en cuenta que se trata de un panel fletado.

- Longitud del alma: $c = 20 - 1 * 2 = 18 \text{ mm}$
- Límite elástico del acero E275: $f_y = 275 \text{ MPa}$
- Factor multiplicador en función del acero: $\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} = 0,9244$
- Relación longitud alma (c) y espesor (t): $\frac{c}{t} = \frac{18}{1} = 18$

Ley de tensiones en los paneles:

Según la EAE tabla 20.3.a: $\frac{c}{t} \leq 72 * \varepsilon \rightarrow \frac{18}{1} = 18 \leq 72 * 0,9244 = 66,5568 \rightarrow \text{Clase 1}$

Se Calcula el cortante admisible, y se comprueba si el cortante actuante en el punto 1 cumple:

- Perfil hueco de espesor constante $A_v = 38 \text{ mm}^2$

$$187,4 \leq \frac{38 * \left(\frac{355}{\sqrt{3}}\right)}{1,05} = 5756 * 0,5 = 2873 \text{ N}$$

Por lo que el perfil elegido cumple a cortante.

Se comprueba el momento flector en el punto 2, calculando el momento flector admisible:

- Momento estático $S = 271 \text{ mm}^3$
- En secciones simétricas $W_{Pl} = 2 * S = 542 \text{ mm}^3$

$$28111,5 \leq \frac{542 * 355}{1,05}$$

$$28111,5 < 183247,62 \text{ N mm}$$

Luego la sección queda comprobada a flexión, en el punto 2.

6.3 VIGAS SOPORTE BATERÍAS

La estructura que porta las baterías se compone de tres vigas con una longitud de 582 mm, y una sección rectangular de 20x25x1 mm. Las baterías tienen un peso máximo de 49,8 kg, además ha de soportar la carga del inversor de corriente AC/DC con un peso de 15kg.

6.3.1 Distribución de la carga

El peso de las baterías y del inversor se reparten entre tres perfiles tubulares de 582 mm. Se calcula la carga repartida de estos equipos:

$$P_{ED,T} = (P_{Bateria} + P_{inversor}) * \gamma_G = (49,8 + 15) * 1,35 = 87,48 \text{ kg}$$

La carga repartida debida a las baterías y el inversor de corriente ($q_{Ed,BI}$):

$$q_{Ed,BI} = \frac{P_{ED,T}}{3 * l} \rightarrow q_{Ed,BI} = \frac{87,48}{3 * 582} = 0,050103 \text{ kg/mm}$$

La carga repartida total será la carga debida a los equipos y el peso propio.

$$q_{ED} = q_{Ed,BI} + q_{Ed,estr} = 0,051 + 0,673 * 10^{-3} = 0,051 \text{ kg/mm}$$

6.3.1 Reacciones

Se calculan las reacciones R:

$$\Sigma F = 0 \rightarrow q_{Ed} * l = 2 * R \rightarrow 0,051 * 582 = 2 * R$$

$$R = 14,78 \text{ kg}$$

6.3.2 Leyes de esfuerzos

Tabla 44 Leyes de esfuerzo, Soporte baterías.

Cortante		
V_{EF}	$R - q_{Ed} * x$	$0 \leq x \leq 582$
Flectores		
M_{EF}	$R * x - q_{Ed} * \frac{x^2}{2}$	$0 \leq x \leq 582$

Los puntos críticos que se han de estudiar por ser los más solicitados, son los reflejados en la Tabla 45

Tabla 45 Puntos críticos, soporte de baterías

Punto 3	X=0 mm
V_{Ed3}	147,78 N
M_{Ed3}	0
Punto 4	X=291 mm
V_{Ed4}	0
M_{Ed4}	21498,85 N mm

6.3.3 Estados límite último

Se comprueba la resistencia del tubo en los puntos 3 y 4, para ello primeramente se clasifica el alma del tubo, teniendo en cuenta que se trata de un panel fletado.

- Longitud del alma: $c = 20 - 1 * 2 = 18 \text{ mm}$
- Límite elástico del acero E275: $f_y = 275 \text{ MPa}$
- Factor multiplicador en función del acero: $\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} = 0,9244$
- Relación longitud alma (c) y espesor (t): $\frac{c}{t} = \frac{18}{1} = 18$

Ley de tensiones en los paneles:

Según la EAE tabla 20.3.a: $\frac{c}{t} \leq 72 * \varepsilon \rightarrow \frac{18}{1} = 18 \leq 72 * 0,9244 = 66,5568 \rightarrow \text{Clase 1}$

Se Calcula el cortante admisible, y se comprabase el cortante actuante en el punto 3 cumple:

- Perfil hueco de espesor constante $A_v = 38,22 \text{ mm}^2$

$$147,78 \leq \frac{38,22 * \left(\frac{355}{\sqrt{3}}\right)}{1,05} = 5779,61 * 0,5 = 2889,81 \text{ N}$$

Por lo que el perfil elegido cumple a cortante.

Se Comprueba el momento flector en el punto 4, calculando el momento flector admisible:

- Momento estático $S = 318,5 \text{ mm}^3$
- En secciones simétricas $W_{pl} = 2 * S = 637 \text{ mm}^3$

$$21498,85 \leq \frac{637 * 355}{1,05}$$

$$21498,85 < 166833,33 \text{ N mm}$$

7 RUEDAS

Como opción a la solución propuesta, la operación de carga y el movimiento del sistema sin carga, se puede realizar incorporado tres ruedas al conjunto, que serán utilizadas cuando los cochones de aire no estén en uso y que han de soportar el peso propio de la estructura, así como los equipos de producción, distribución de aire y módulos de carga.

Las tres ruedas están dispuestas en posición triangular, dos fijas situadas en los patines delanteros y una en la parte trasera con libertad de movimiento para permitir una mejor maniobrabilidad.

Todas ellas son abatibles neumáticamente mediante un mecanismo biela manivela para no entorpecer el avance cuando el sistema se encuentre cargado y en uso de los colchones de aire.

Para las ruedas delanteras se han elegido unos rodillos de horquilla Ref.759 533-6P de poliuretano que cumplen sobradamente con la carga máxima que habrán de soportar, y sus dimensiones de 75x95 mm cumplen con la longitud máxima del eje que se puede instalar, limitada por el espacio de 206mm entre los dos perfiles longitudinales y una altura máxima con las ruedas guardadas de 78mm.

7.1 MECANISMO DE DESPLIEGUE Y RECOGIDA DE LAS RUEDAS

El mecanismo es el encargado de transmitir el movimiento lineal del cilindro de simple efecto que mediante una cadena de eslabones produzca el despliegue y plegado de las ruedas, siendo capaz de transmitir la fuerza necesaria para poder levantar el peso de las estas y produciendo un movimiento tal que el eje de la rueda se eleve en 20mm con respecto de la posición de ruedas desplegadas para de esta forma quedar resguardadas de las posibles irregularidades de la superficie.

Considerando lo anterior, se ha optado por un mecanismo biela manivela que convierte la traslación lineal de la carrera del vástago, en un movimiento circular encargado de elevar y bajar las ruedas en el interior del hueco del chasis.

7.1.1 Cadena cinemática

El tamaño del mecanismo está limitado por espacio del que se dispone dentro del chasis, la dimensión mas limitante es de 78mm de alto, el mecanismo no puede traspasar esta altura. El rodillo en su posición plegada ha de quedar resguardado en el interior de chasis, para ello el mecanismo habrá de ser capaz de producir un movimiento tal que el eje de la rueda ascienda dos centímetros con respecto a la posición de ruedas desplegadas en la que las ruedas han de ser perfectamente perpendicular al suelo para que no se produzca deslizamiento. La carrera del deslizador está limitada por la máxima carrera posible del embolo normalizado de simple efecto que se fabrica, que es de 10 mm.

Para calcular las dimensiones apropiadas de las barras del mecanismo que cumplan con las condiciones anteriores, se hace uso de la ecuación de Freudenstein para el caso de mecanismo biela manivela Fig. 53.

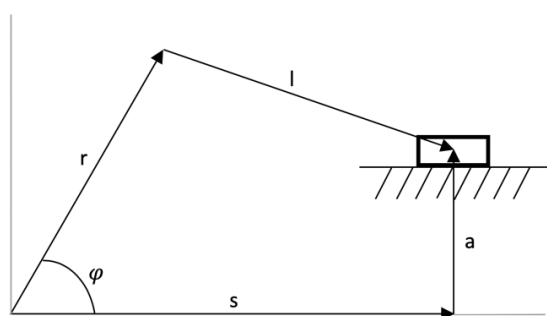


Fig. 53 Mecanismo biela manivela

Para el caso, se trata de un mecanismo biela manivela, la ecuación de Freudenstein es la que sigue:

$$K_1 * s * \cos\varphi + K_2 * \sin\varphi - K_3 = s^2 \quad (34)$$

Donde:

$$K_1 = 2 * r \quad K_2 = 2 * a * r \quad K_3 = a^2 + r^2 - l^2 \quad (35)$$

Se realiza la síntesis de generación de funciones con tres puntos de precisión mediante la ecuación de Freudenstein. Se pretende obtener las tres longitudes, r, l y a para tres posiciones

de $\varphi_1, s_1, \varphi_2, s_2$ y φ_3, s_3 dadas, sustituyendo en la ecuación (34) se plantea el siguiente sistema lineal de tres ecuaciones con tres incógnitas:

$$\begin{cases} K_1 * s_1 * \cos\varphi_1 + K_2 * \sin\varphi_1 - K_3 = s_1^2 \\ K_1 * s_2 * \cos\varphi_2 + K_2 * \sin\varphi_2 - K_3 = s_2^2 \\ K_1 * s_3 * \cos\varphi_3 + K_2 * \sin\varphi_3 - K_3 = s_3^2 \end{cases} \quad (36)$$

Partiendo de dos posiciones que son condiciones de diseño, la primera se corresponde con la posición de las ruedas desplegadas, la tercera con la de los rodillos recogidos y guardados en el interior del chasis. Para la segunda posición se cogerá una posición intermedia entre las dos anteriores.

Se Sustituyen los valores de la Tabla 46 en el sistema de ecuaciones (36):

Tabla 46 Posiciones

	φ	S (mm)
Posición 1	90°	75
Posición 2	54, 37°	80
Posición 3	18, 74°	85

Se Obtienen los siguientes resultados:

$$K_1 = 13,674 \quad K_2 = -735,61 \quad K_3 = -6360,61$$

Utilizando las ecuaciones (35) se hallan las dimensiones de r, l y a para que el mecanismo cumpla con las condiciones impuestas en las posiciones 1, 2 y 3

$$13,674 = 2 * r \quad r = 6,84mm$$

$$-735,61 = 2 * 6,24 * a \quad a = -53,77mm$$

$$-4630,5 = (-53,77)^2 + 6,84^2 - l^2 \quad l = 87mm$$

Por motivos de facilidad y claridad en el diseño se redondean las dimensiones de los elementos r y a quedando definidos como sigue:

$$r = 6mm \quad a = -54mm$$

Se lleva a cabo una simulación por computadora haciendo uso del programa Workingmodel, obteniéndose una carrera del embolo de 6,67 mm para que el eje del rodillo alcance una posición vertical de 20 mm respecto a la posición de partida 1, con lo que se cumple que la carrera del embolo 10mm y que el eje del rodillo asciende 20 mm.

El mecanismo por lo tanto queda definido según la Fig. 54 donde se muestra el mecanismo para dos posiciones, la posición 1; que corresponde con las ruedas desplegadas y la posición 2 en la que las ruedas se encuentran a resguardo de ser dañadas o entorpecer el tránsito con los colchones de aire funcionado.

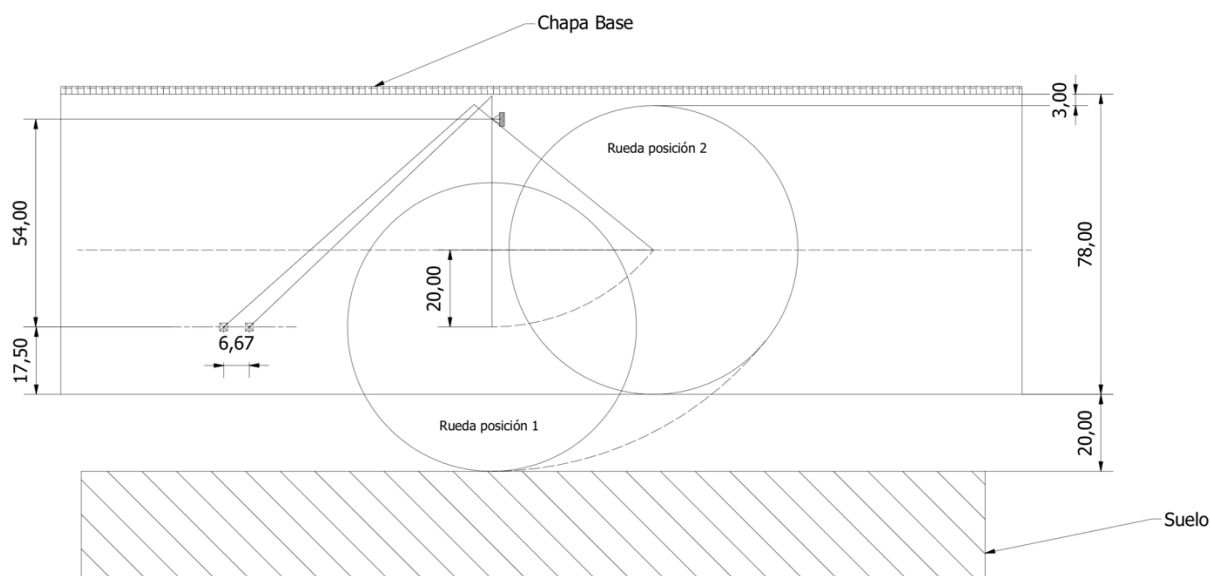


Fig. 54 Conjunto ruedas.

7.1.2 Análisis de fuerzas y pares

Puesto que se trata de un mecanismo pequeño, no se tienen en cuenta la inercia de los componentes, luego se realiza un análisis estático, utilizando por tanto el concepto de ventaja mecánica como método de análisis, como forma de primera aproximación a la comprobación de que el mecanismo desempeña de forma satisfactoria su función, también se realizará un análisis dinámico con respuesta en el tiempo de su comportamiento.

Se calcula, mediante la ventaja mecánica la fuerza de entrada requerida sabiendo que ha de vencer el peso de los de los rodillos:

La fuerza de salida será el peso de los rodillos, según catálogo de 1,4 kg cada uno, en Newton: $F_{SAL} = 14N$

En la posición 1, el elemento (1) forma 90° con la horizontal en la Fig. 55 se muestra los centros instantáneos de rotación:

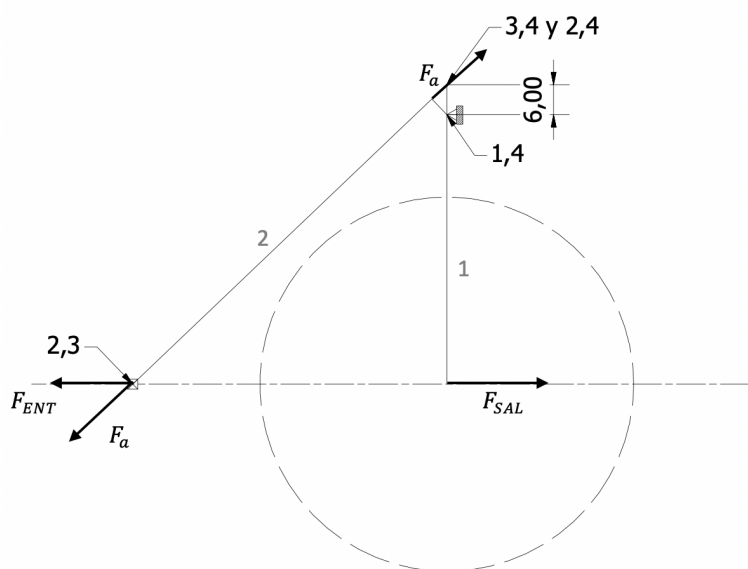


Fig. 55 Pares y fuerzas, posición 1

Se Calcula la fuerza de entrada necesaria haciendo uso de la ecuación (37), que relaciona las distancia al centro instantáneo de rotación con las fuerzas de entrada y salida [24].

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{F_a}{F_{ENT}} = \frac{1,4 - 2,4}{1,4 - a} \\ \frac{F_a}{F_{ENT}} = \frac{1,4 - a}{r_{SAL}} \end{array} \right. \quad (37)$$

Resolviendo el sistema:

$$\frac{F_{SAL}}{F_{ENT}} = \frac{1,4 - 2,4}{r_{SAL}}$$

Luego sustituyendo se tiene que:

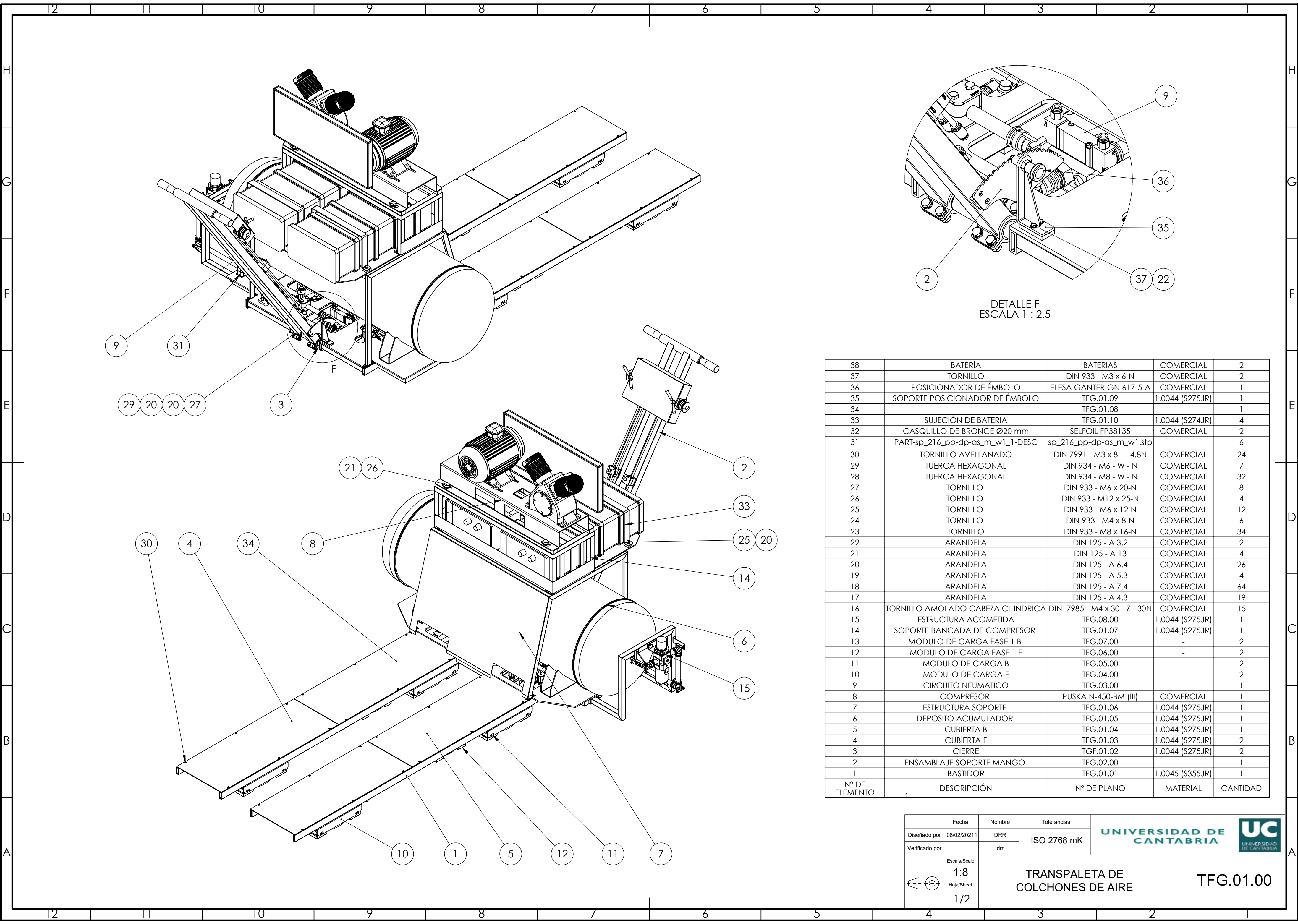
$$\frac{14}{F_{ENT}} = \frac{6}{54}$$

Despejando F_{ENT} de la ecuación, se tiene que la fuerza que ha ejercer el vástago para recoger las ruedas es de como mínimo de:

$$F_{ENT} = 126 \text{ N}$$

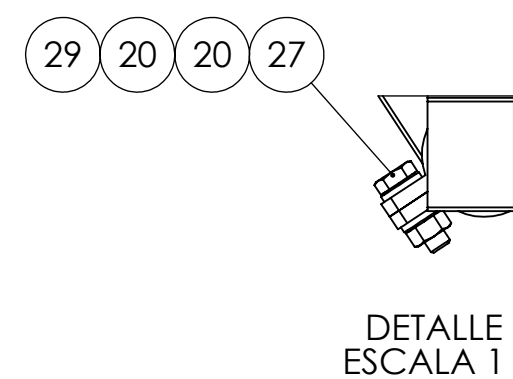
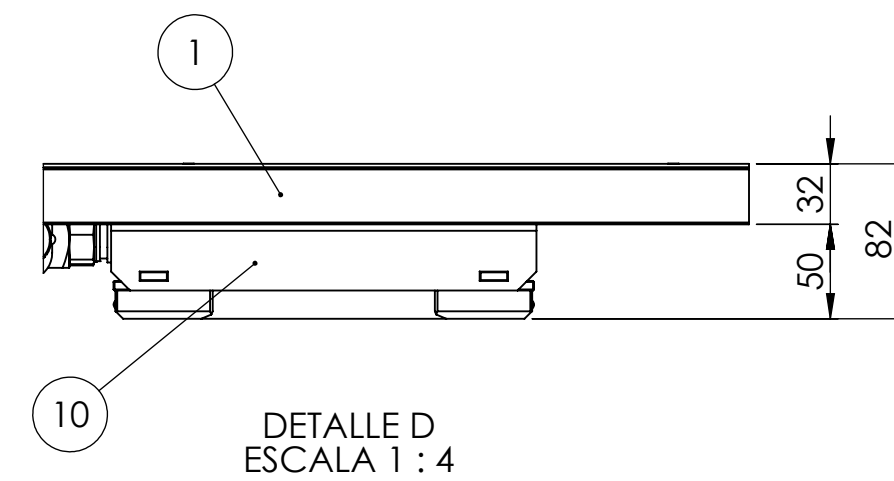
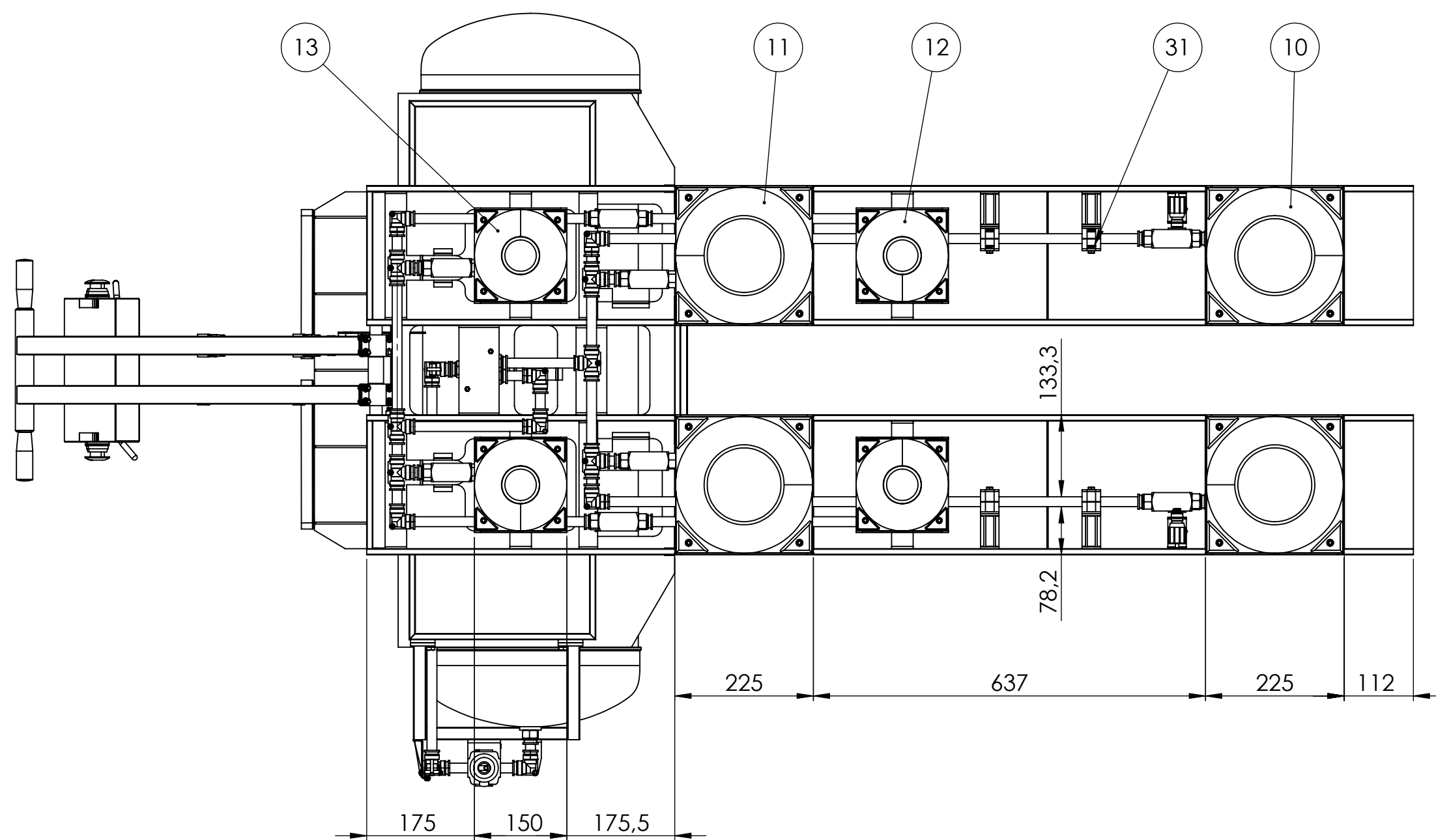
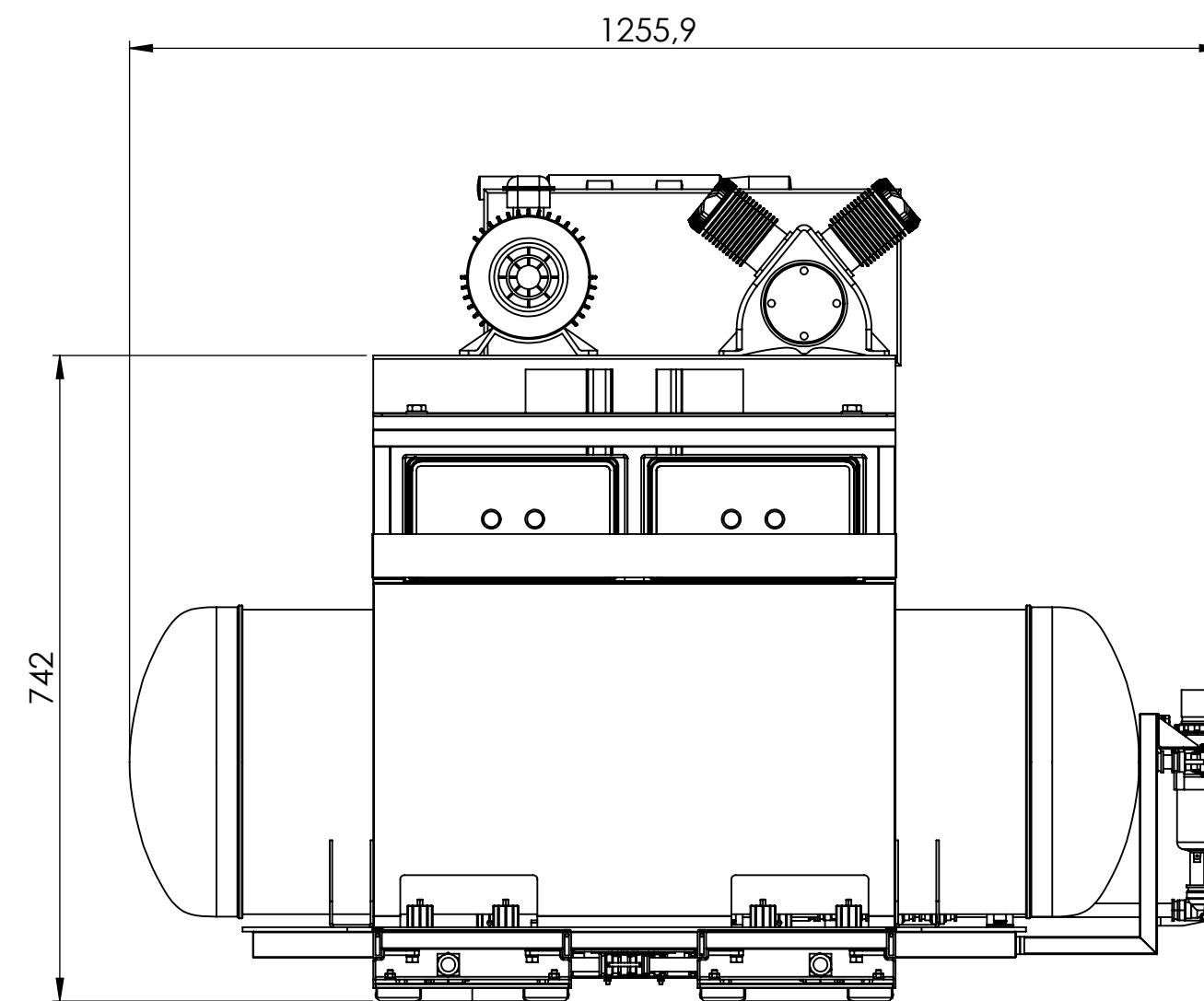
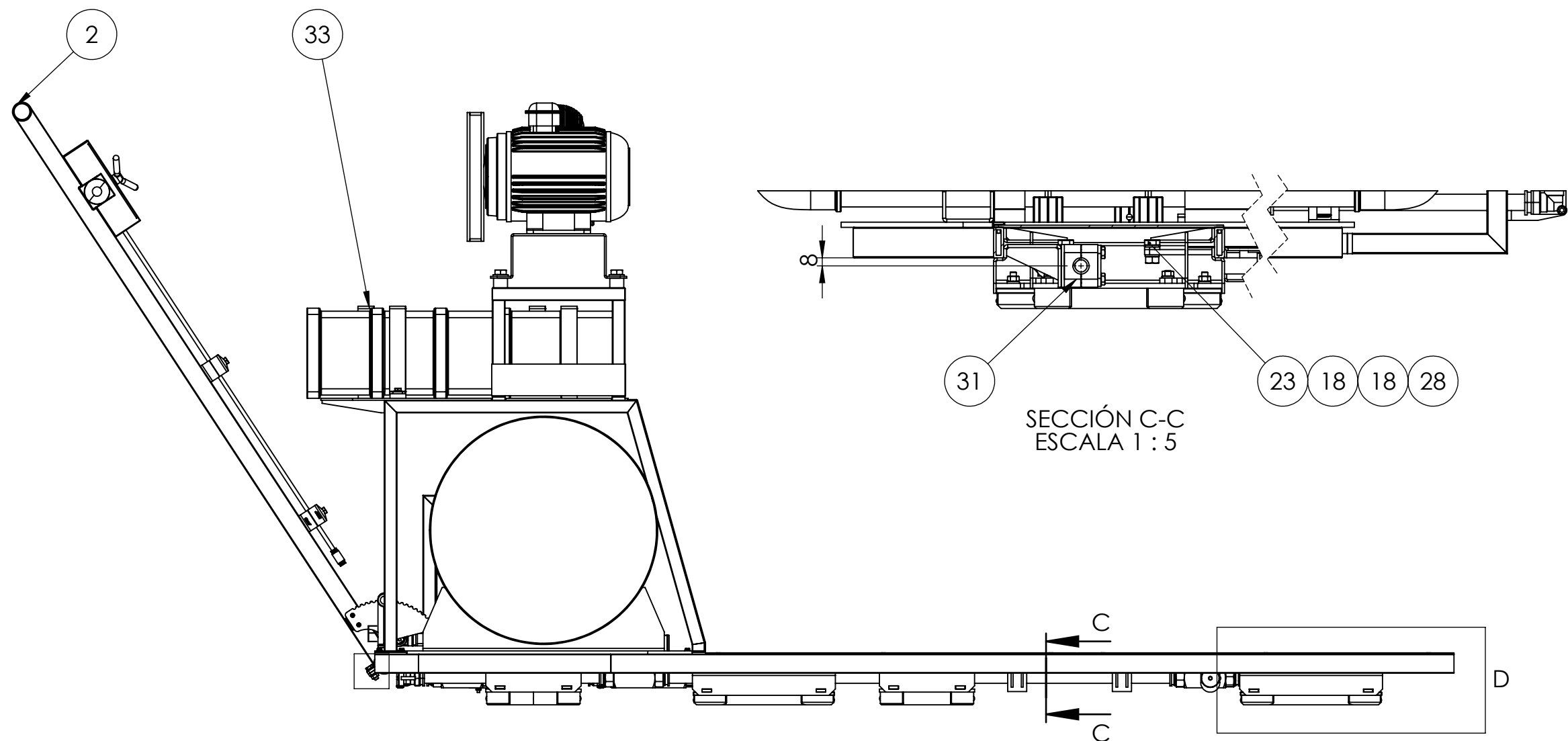
Por lo que el vástago seleccionado ha de cumplir con este criterio.

DOCUMENTO N°3:
PLANOS



DETALLE F
ESCALA 1 : 2.5

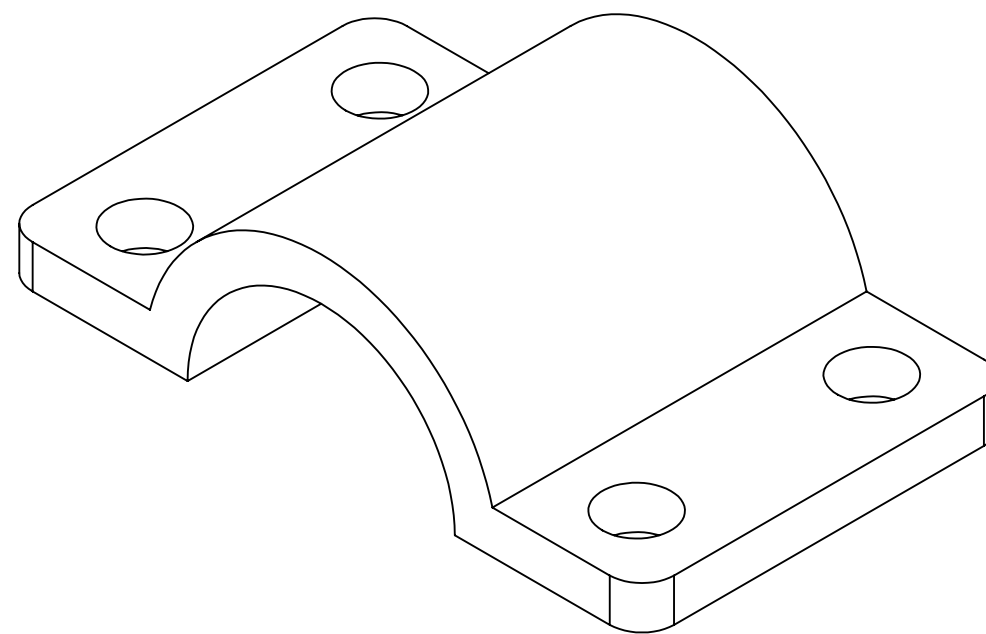
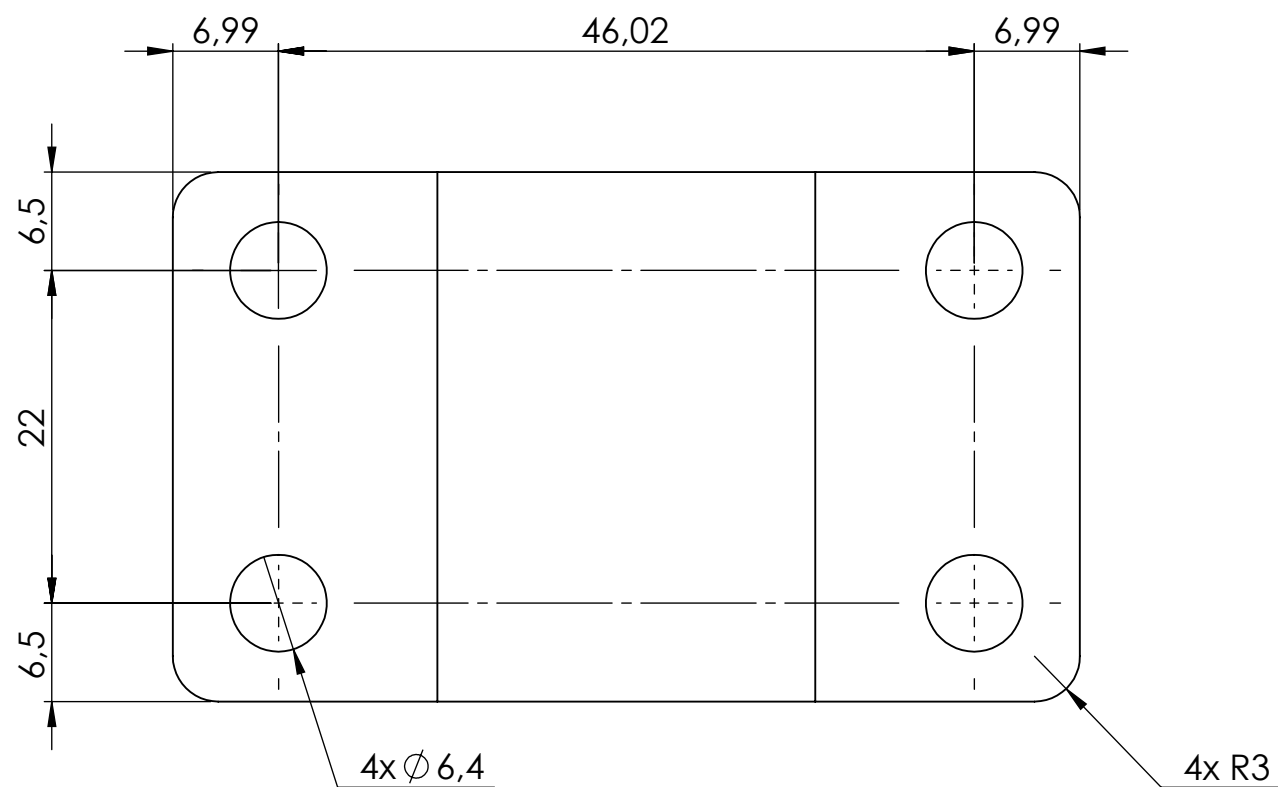
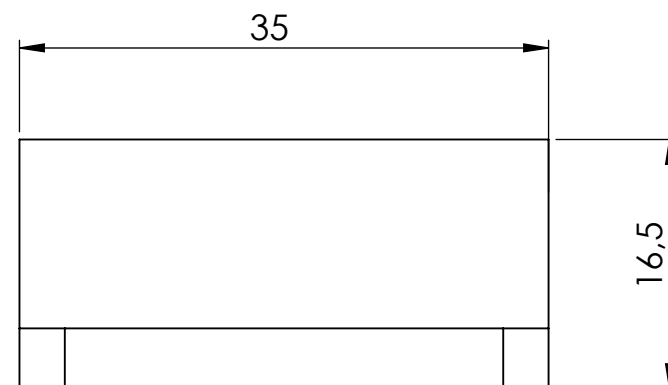
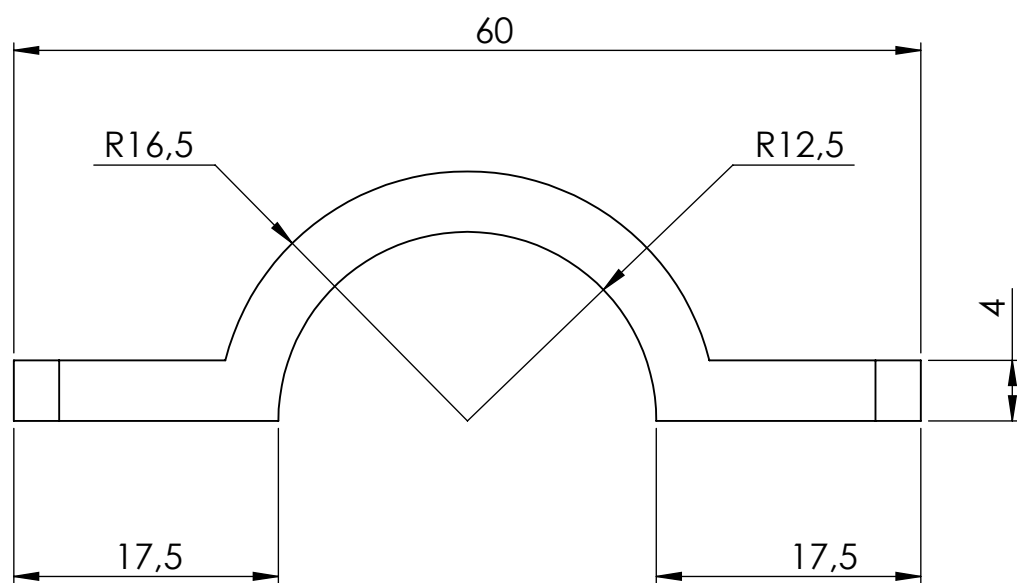
38	BATERÍA	BATERIAS	COMERCIAL	2
37	TORNILLO	DIN 933 - M3 x 6-N	COMERCIAL	2
36	POSICIONADOR DE ÉMBOLO	ELESA GANTER GN 617-5-A	COMERCIAL	1
35	SOPORTE POSICIONADOR DE ÉMBOLO	TFG.01.09	1.0044 (S275JR)	1
34		TFG.01.08		1
33	SUJECIÓN DE BATERIA	TFG.01.10	1.0044 (S274JR)	4
32	CASQUILLO DE BRONCE Ø20 mm	SELFOL FP38135	COMERCIAL	2
31	PART-sp_216_pp-dp-as_m_w1_1-DESC	sp_216_pp-dp-as_m_w1.stp		6
30	TORNILLO AVELLANADO	DIN 7991 - M3 x 8 --- 4.8N	COMERCIAL	24
29	TUERCA HEXAGONAL	DIN 934 - M6 - W - N	COMERCIAL	7
28	TUERCA HEXAGONAL	DIN 934 - M8 - W - N	COMERCIAL	32
27	TORNILLO	DIN 933 - M6 x 20-N	COMERCIAL	8
26	TORNILLO	DIN 933 - M12 x 25-N	COMERCIAL	4
25	TORNILLO	DIN 933 - M6 x 12-N	COMERCIAL	12
24	TORNILLO	DIN 933 - M4 x 8-N	COMERCIAL	6
23	TORNILLO	DIN 933 - M8 x 16-N	COMERCIAL	34
22	ARANDELA	DIN 125 - A 3.2	COMERCIAL	2
21	ARANDELA	DIN 125 - A 13	COMERCIAL	4
20	ARANDELA	DIN 125 - A 6.4	COMERCIAL	26
19	ARANDELA	DIN 125 - A 5.3	COMERCIAL	4
18	ARANDELA	DIN 125 - A 7.4	COMERCIAL	64
17	ARANDELA	DIN 125 - A 4.3	COMERCIAL	19
16	TORNILLO AMOLADO CABEZA CILINDRICA	DIN 7985 - M4 x 30 - Z - 30N	COMERCIAL	15
15	ESTRUCTURA ACOMETIDA	TFG.08.00	1.0044 (S275JR)	1
14	SOPORTE BANCADA DE COMPRESOR	TFG.01.07	1.0044 (S275JR)	1
13	MODULO DE CARGA FASE 1 B	TFG.07.00	-	2
12	MODULO DE CARGA FASE 1 F	TFG.06.00	-	2
11	MODULO DE CARGA B	TFG.05.00	-	2
10	MODULO DE CARGA F	TFG.04.00	-	2
9	CIRCUITO NEUMATICO	TFG.03.00	-	1
8	COMPRESOR	PUSKA N-450-BM (III)	COMERCIAL	1
7	ESTRUCTURA SOPORTE	TFG.01.06	1.0044 (S275JR)	1
6	DEPOSITO ACUMULADOR	TFG.01.05	1.0044 (S275JR)	1
5	CUBIERTA B	TFG.01.04	1.0044 (S275JR)	1
4	CUBIERTA F	TFG.01.03	1.0044 (S275JR)	2
3	CIERRE	TGF.01.02	1.0044 (S275JR)	2
2	ENSAMBLAJE SOPORTE MANGO	TFG.02.00	-	1
1	BASTIDOR	TFG.01.01	1.0045 (S355JR)	1
Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	Nº DE PLANO	MATERIAL	CANTIDAD
1				



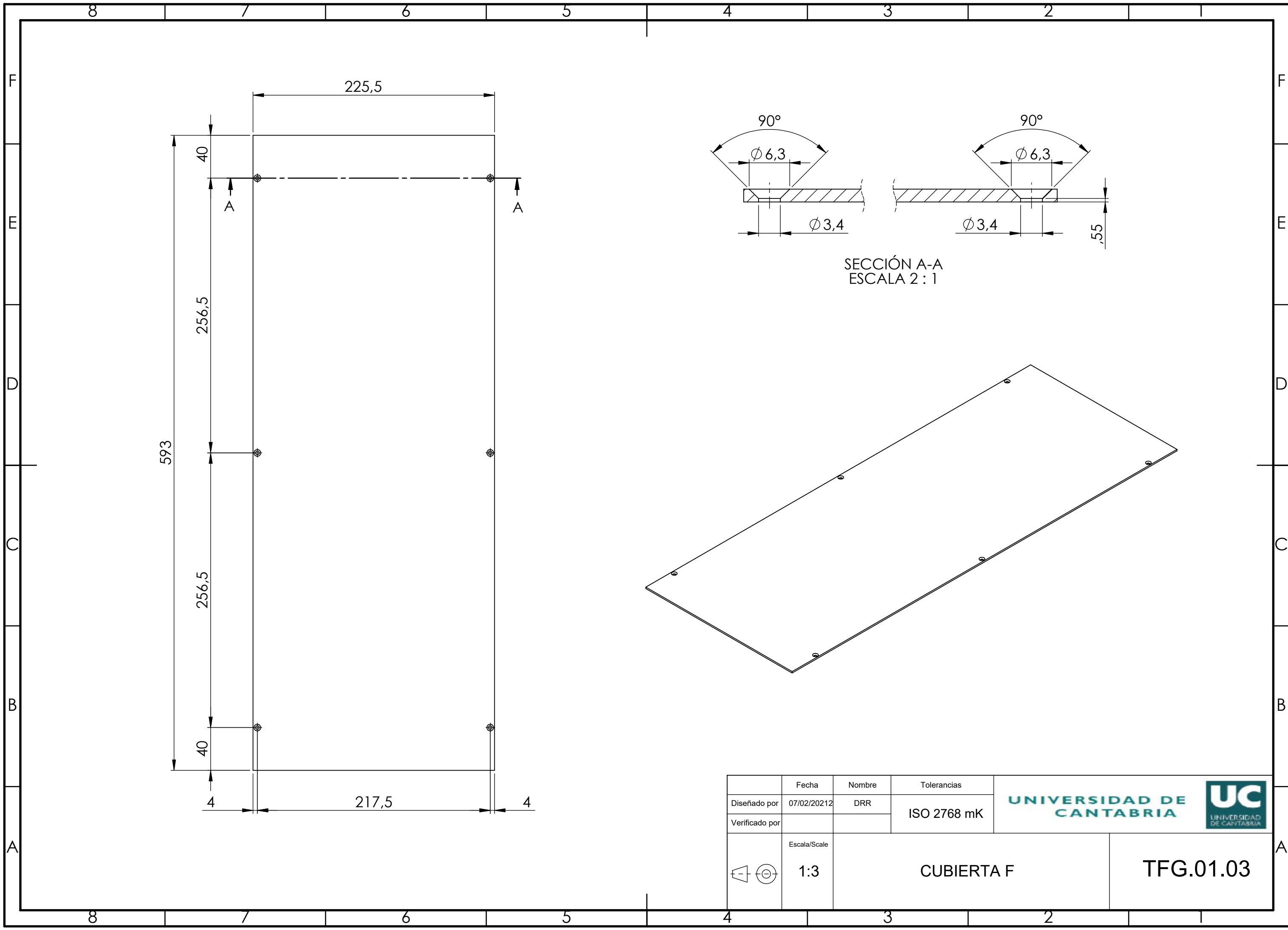
1

	Fecha	Nombre	Tolerancias	UNIVERSIDAD DE CANTABRIA	
Diseñado por	08/02/20211	DRR	ISO 2768 mK		
Verificado por		dr			
	Escala/Scale	TRANSPALETA DE COLCHONES DE AIRE			TFG.01.00
	Hoja/Sheet				
	2/2				

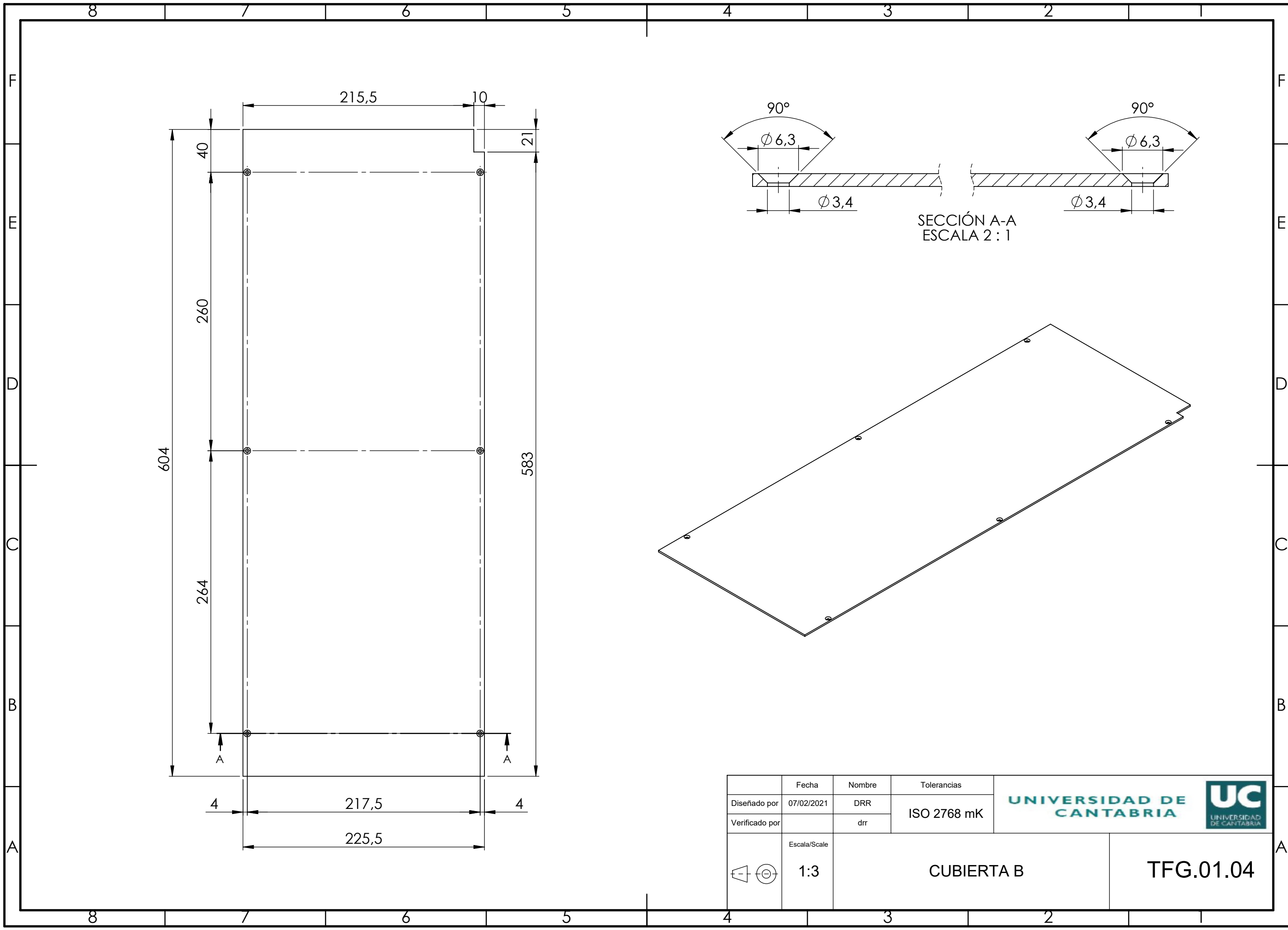




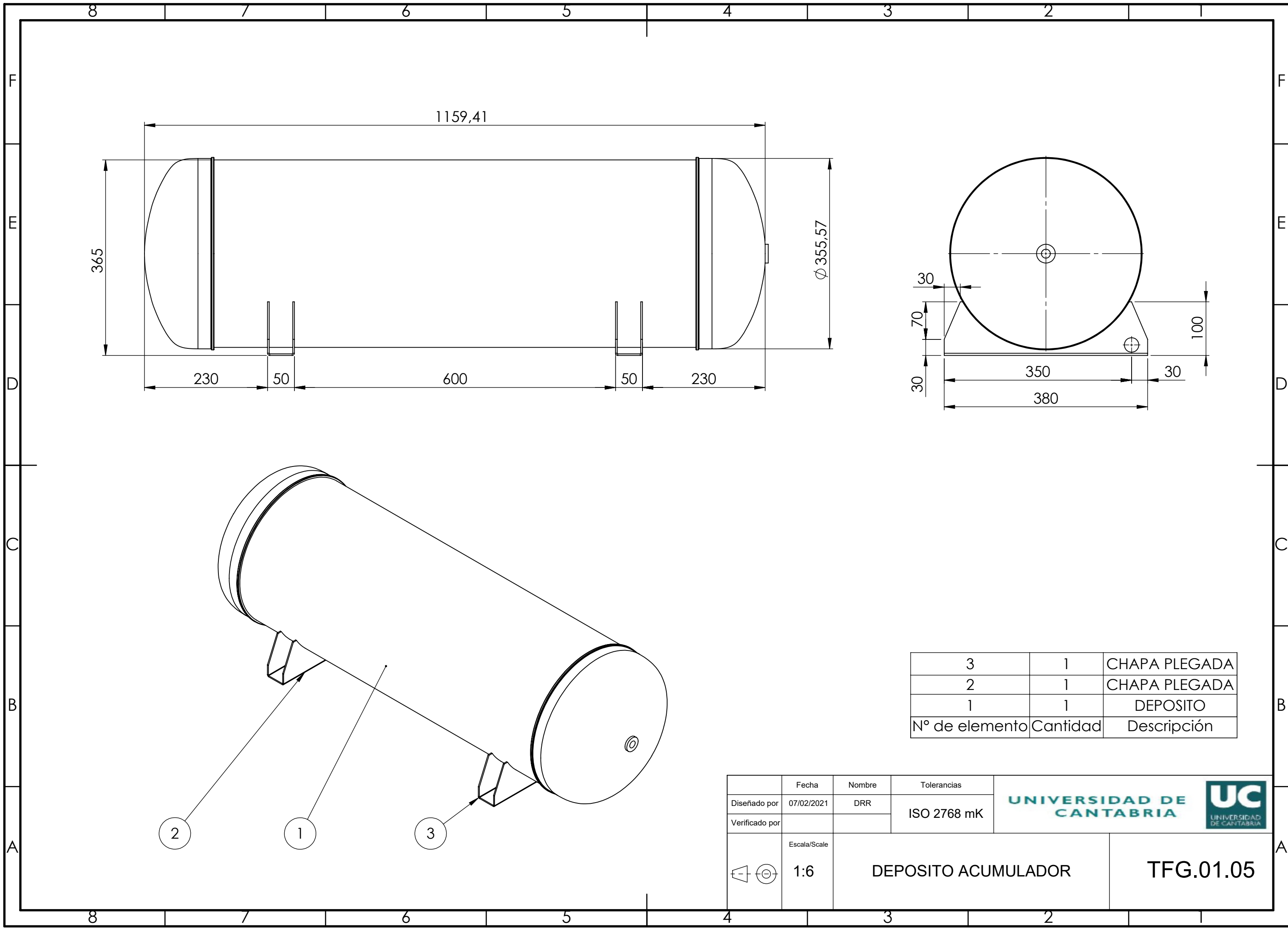
2	1.0044 (S275JR)		NATURAL			75.33
Nº piezas/QTY	Material/Material		Acabado/Finish	Observaciones/Data		Peso/Weight
	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div>UC</div> <div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div>		
Diseñado por	14/01/20212	DRR	ISO 2768 mK			
Verificado por						
	Escala/Scale	CIERRE			TGF.01.02	
	2:1					

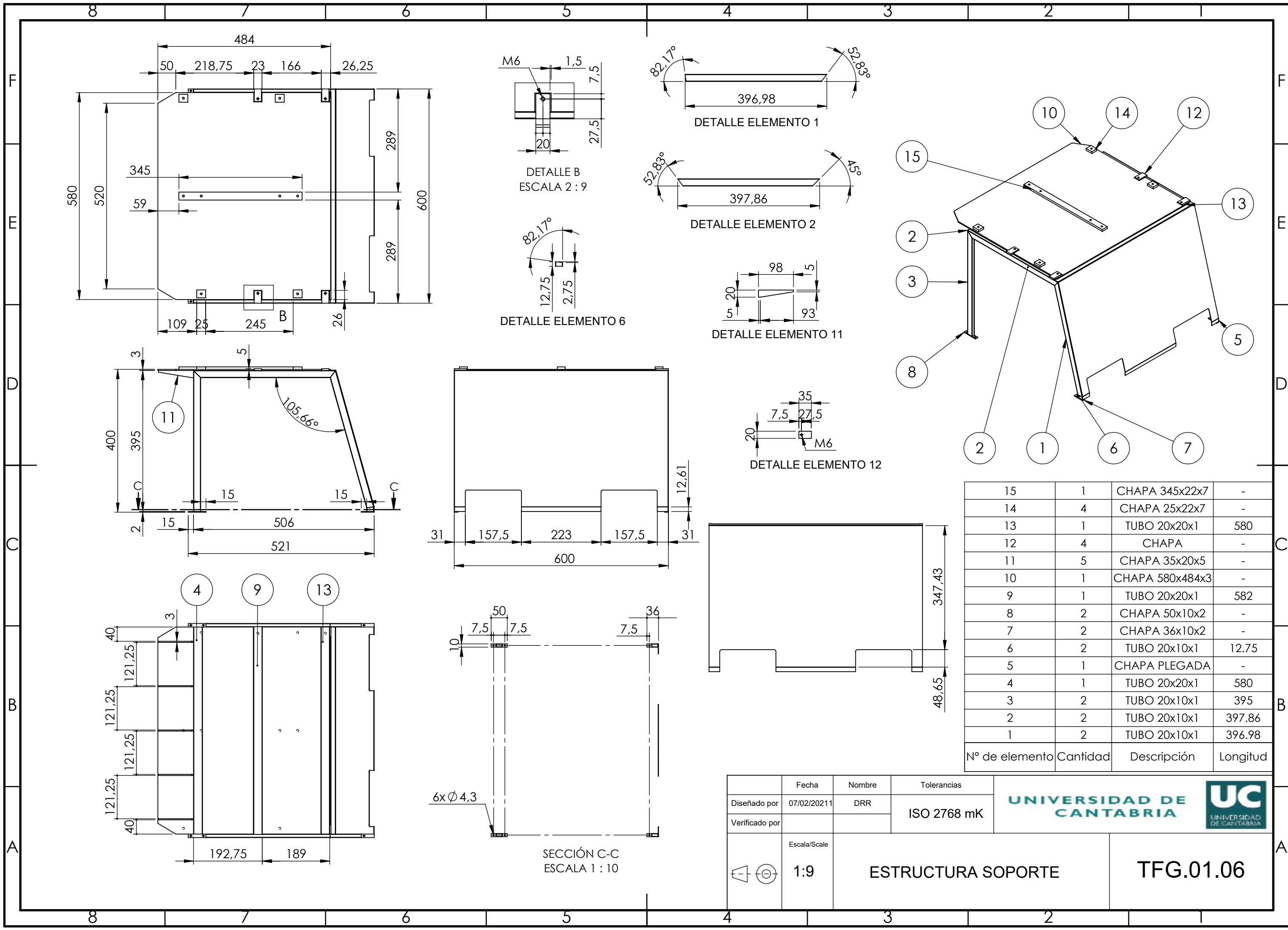


	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	07/02/20212	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale	CUBIERTA F		TFG.01.03
	1:3			



	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por		drr		
	Escala/Scale	CUBIERTA B		TFG.01.04
	1:3			





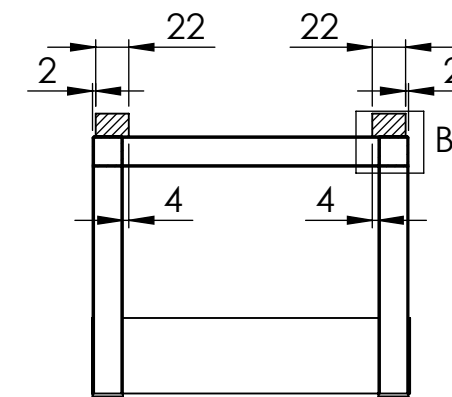
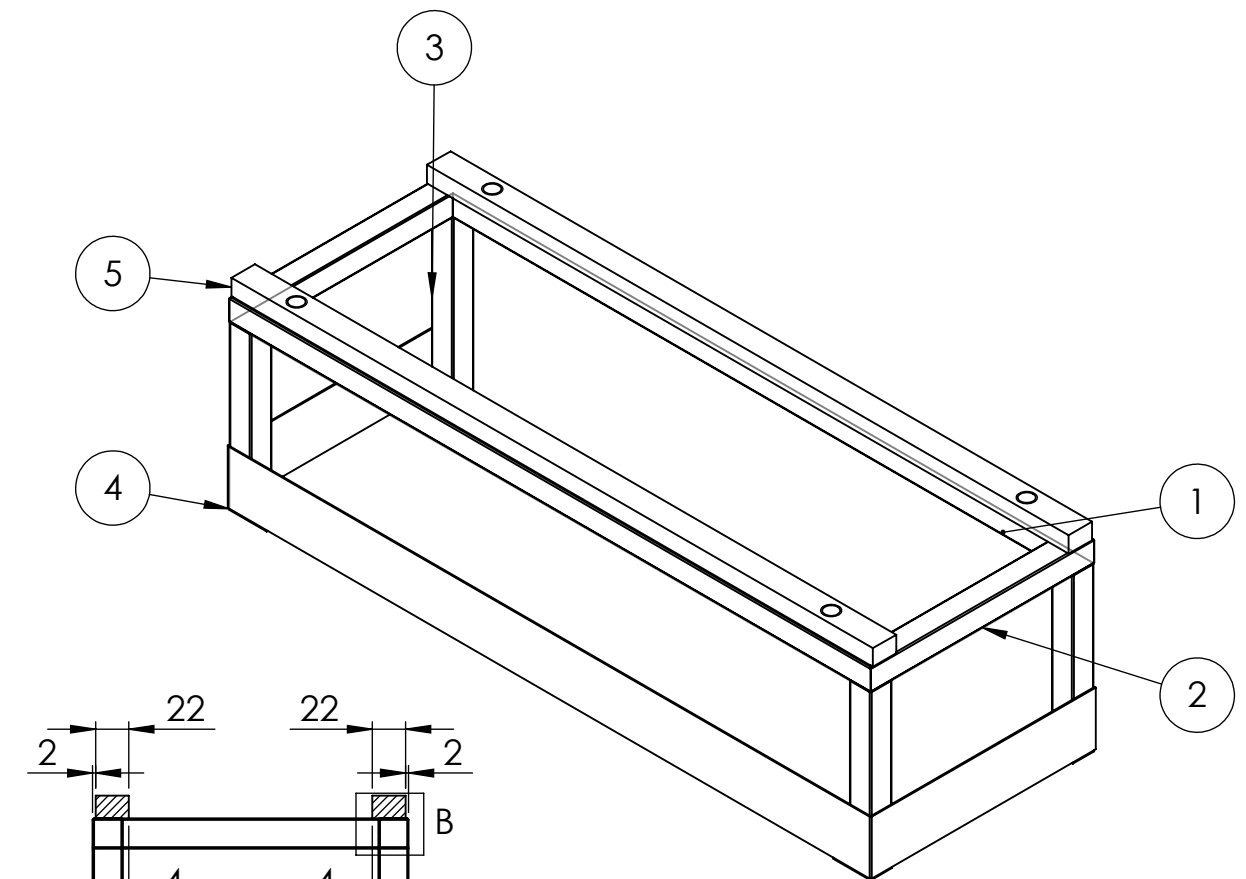
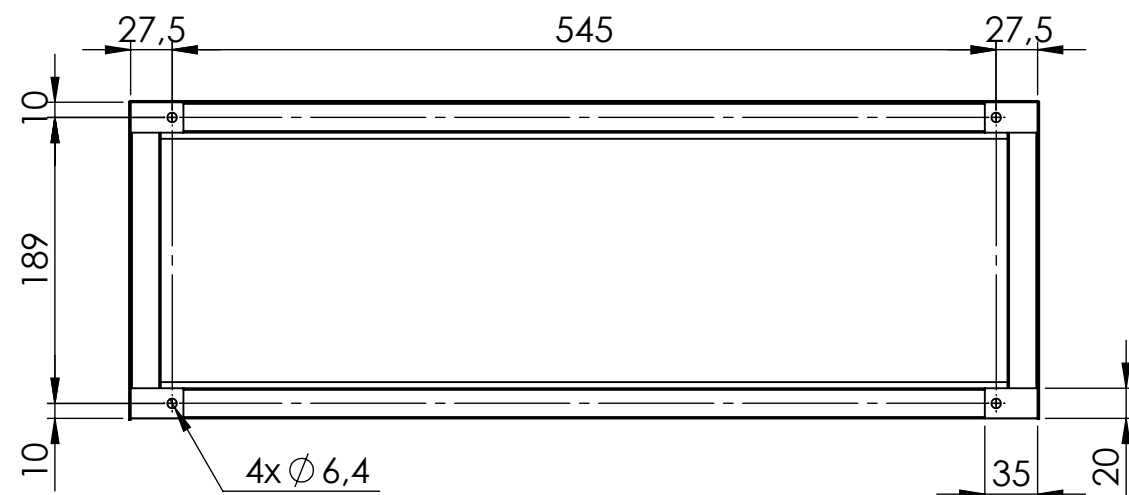
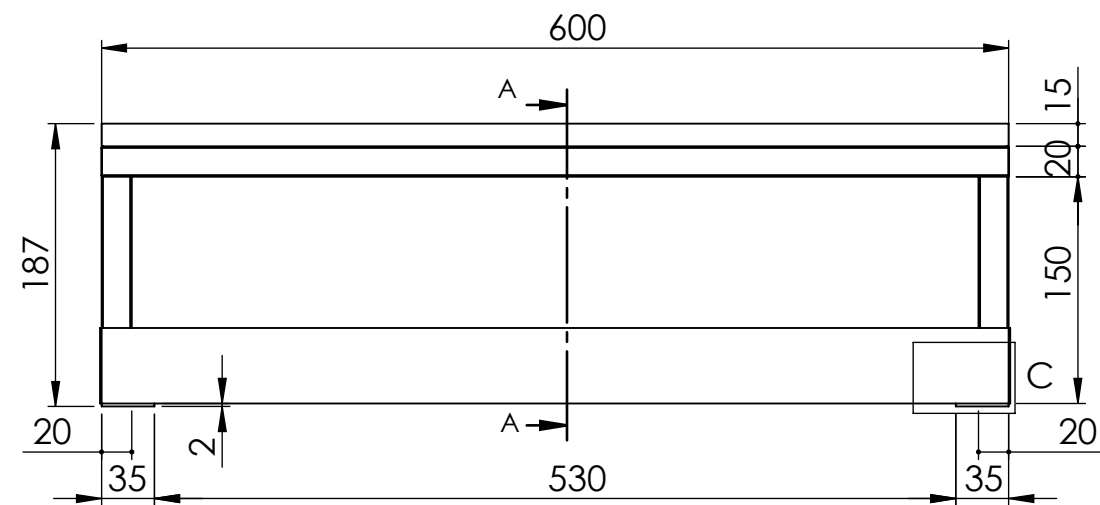
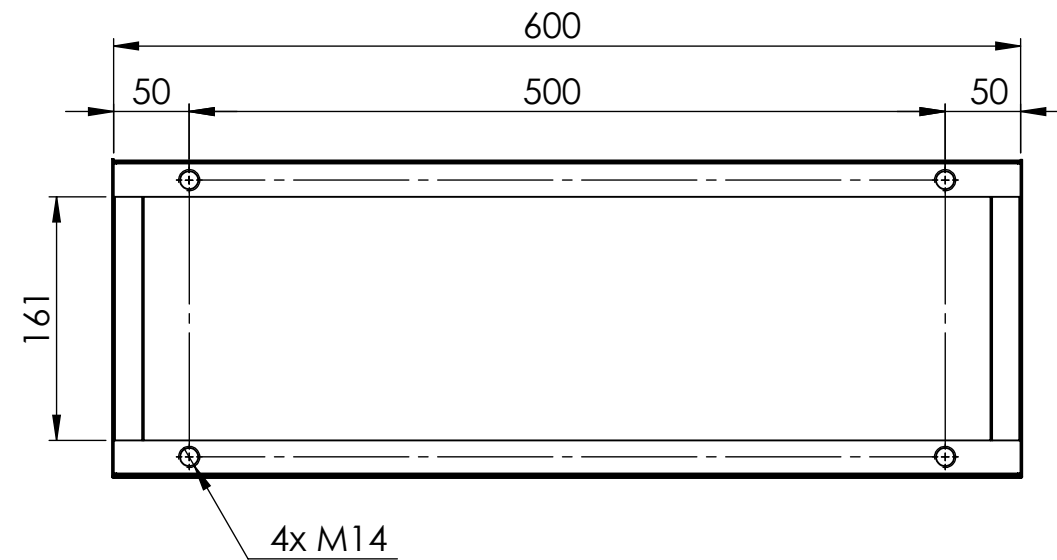
15	1	CHAPA 345x22x7	-
14	4	CHAPA 25x22x7	-
13	1	TUBO 20x20x1	580
12	4	CHAPA	-
11	5	CHAPA 35x20x5	-
10	1	CHAPA 580x484x3	-
9	1	TUBO 20x20x1	582
8	2	CHAPA 50x10x2	-
7	2	CHAPA 36x10x2	-
6	2	TUBO 20x10x1	12.75
5	1	CHAPA PLEGADA	-
4	1	TUBO 20x20x1	580
3	2	TUBO 20x10x1	395
2	2	TUBO 20x10x1	397.86
1	2	TUBO 20x10x1	396.98
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud

	Fecha	Nombre	Tolerancias
Diseñado por	07/02/20211	DRR	ISO 2768 mK
Verificado por			
	Escala/Scale	ESTRUCTURA S	
	1:9		

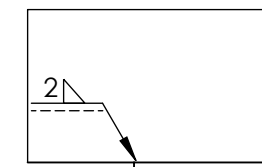


ESTRUCTURA SOPORTE

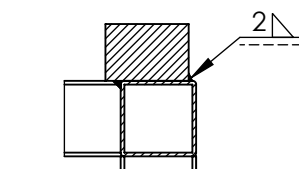
TFG.01.06



SECCIÓN A-A



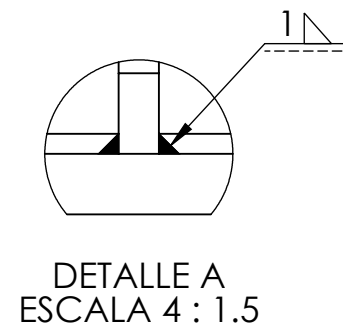
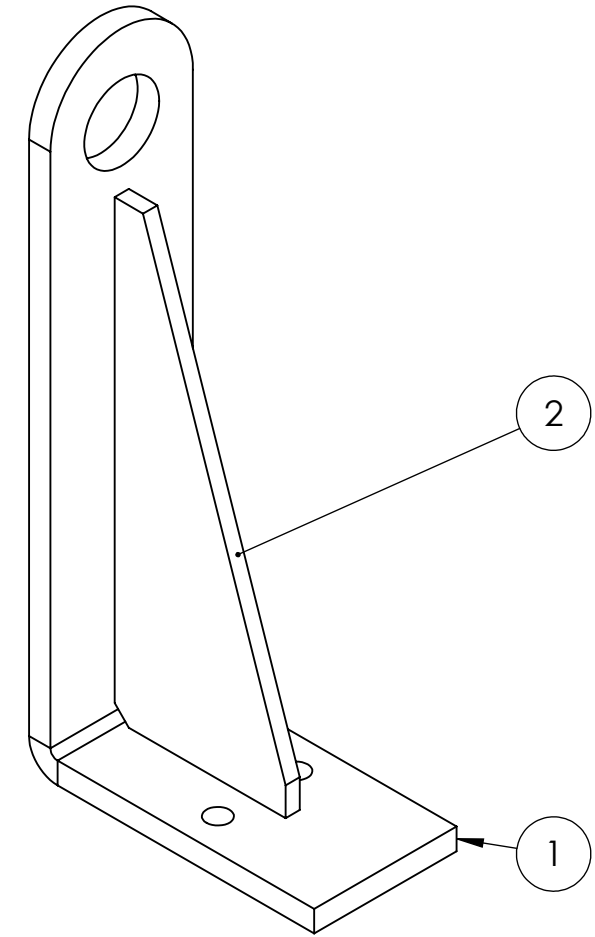
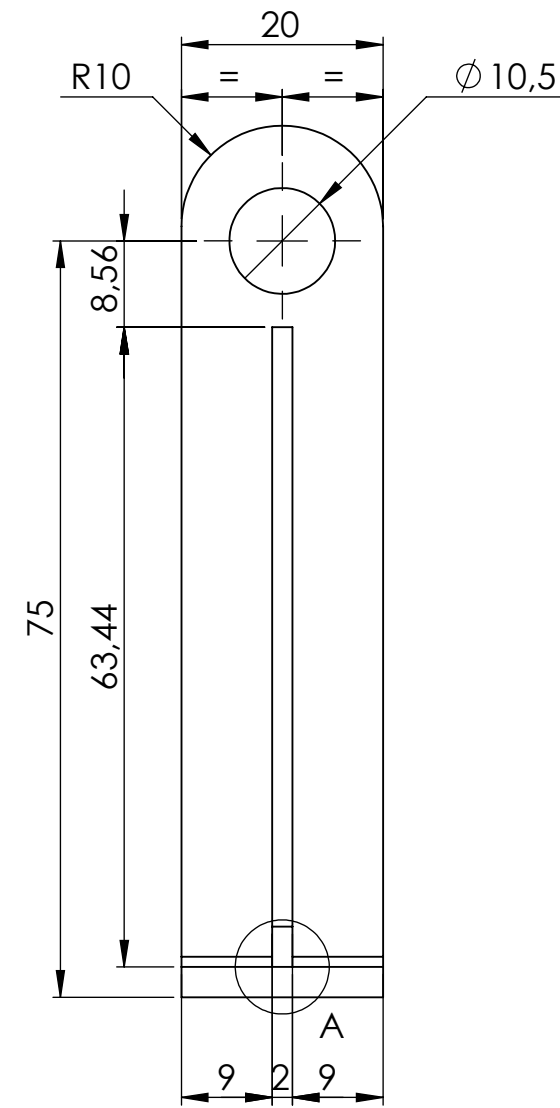
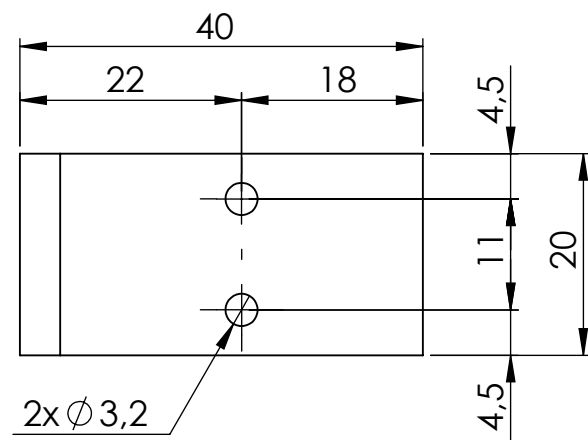
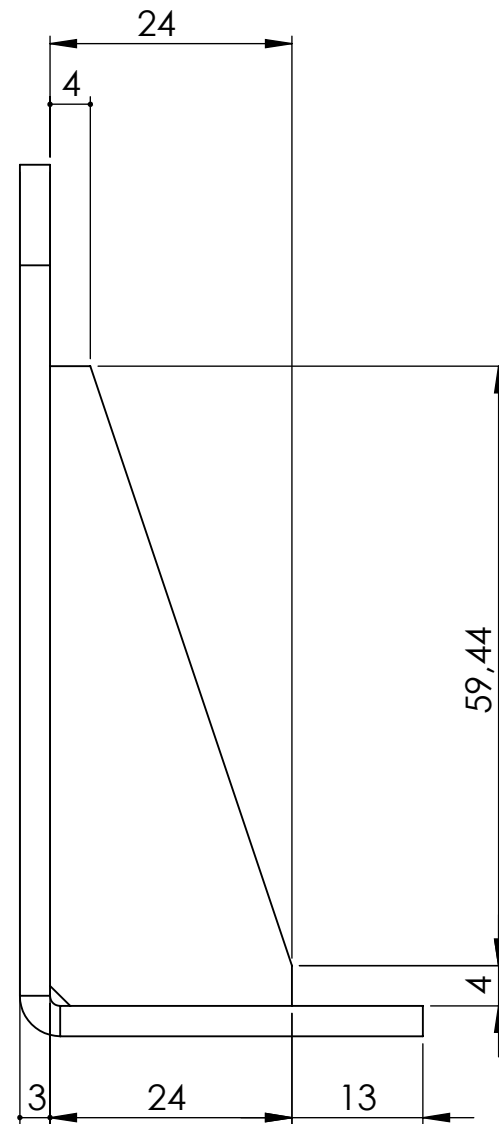
DETALLE C
ESCALA 1 : 2



DETALLE B
ESCALA 1 : 2

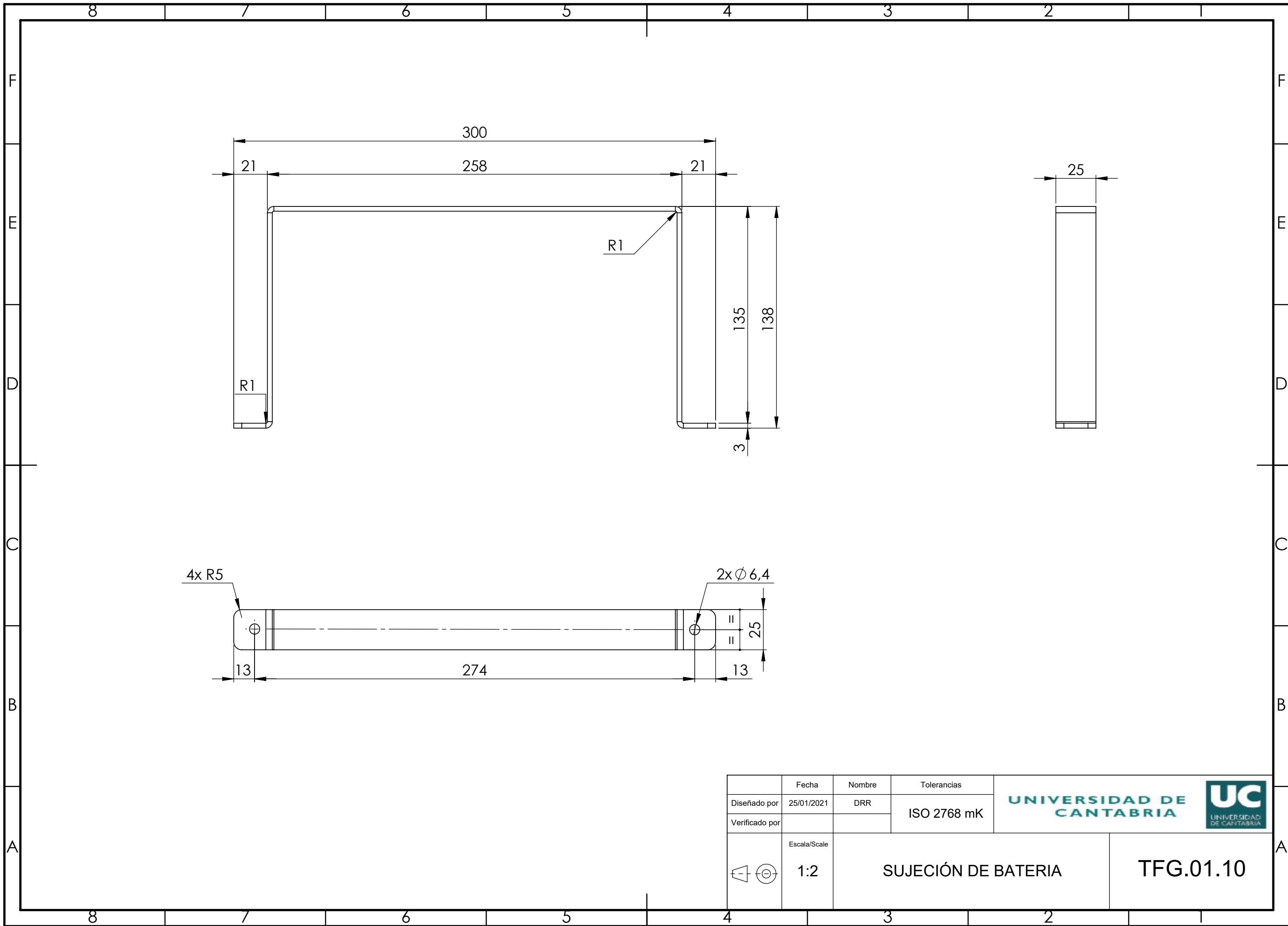
6	1		
5	2	LLANTA 600x22x15	-
4	4	CHAPA 35x20x2	-
3	4	TUBO 20x20x1	150
2	2	TUBO 20x20x1	209
1	2	TUBO 20x20x1	600
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud

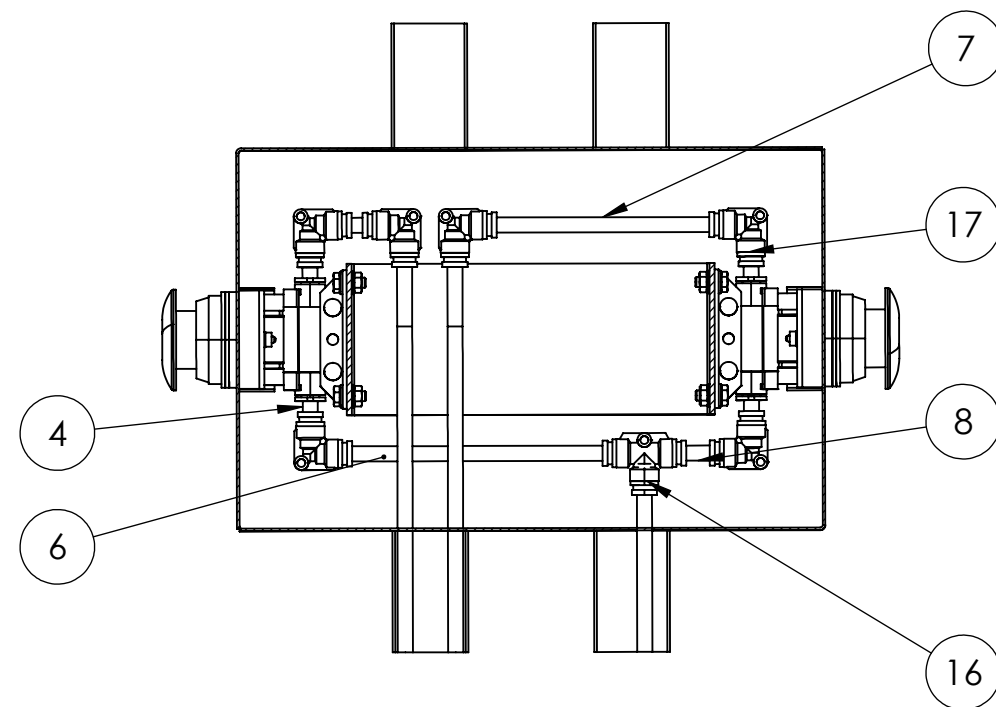
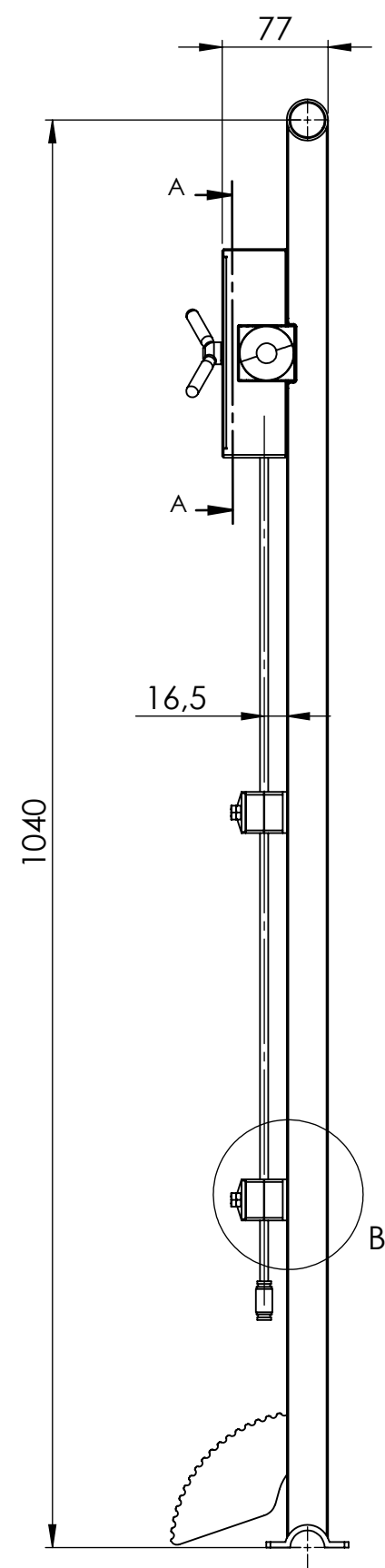
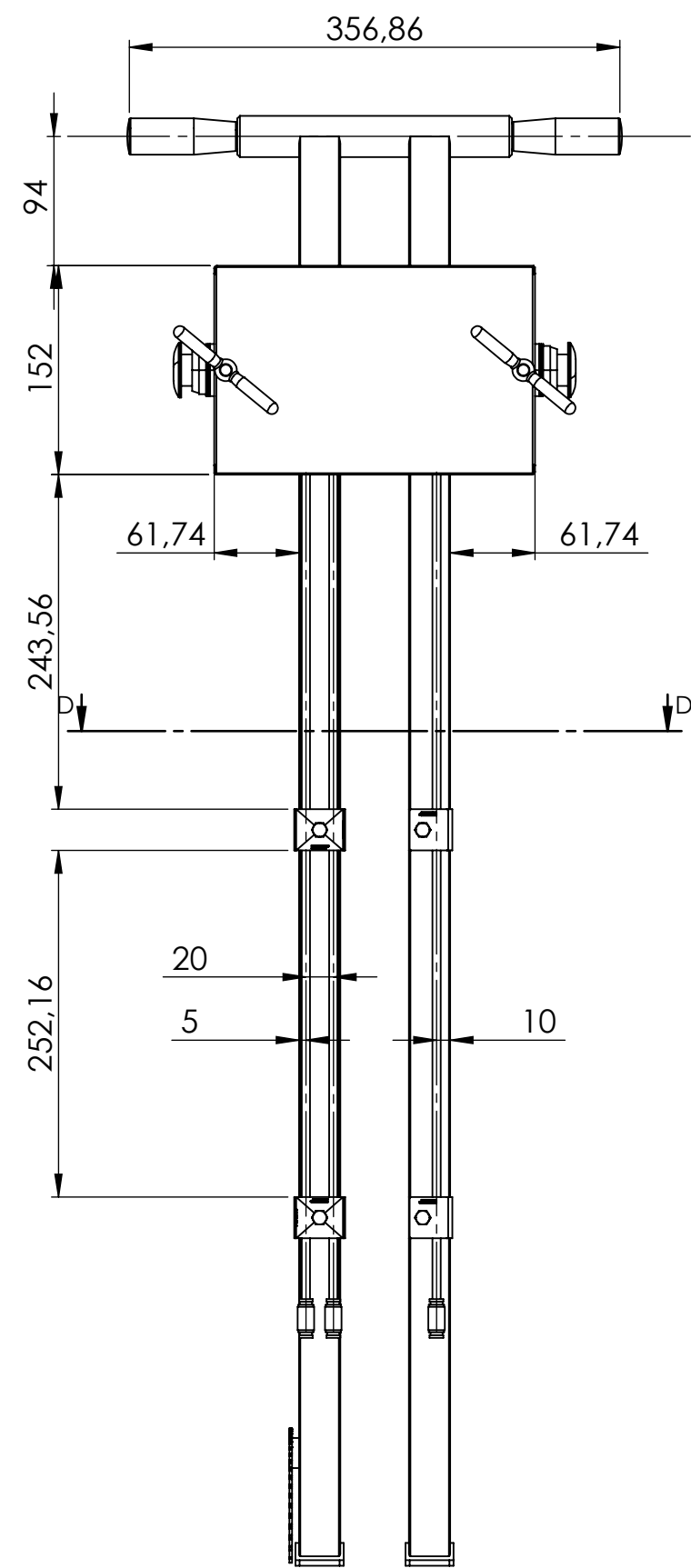
	Fecha	Nombre	Tolerancias	UNIVERSIDAD DE CANTABRIA 
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale	SOPORTE BANCADA DE COMPRESOR		TFG.01.07
	1:5			



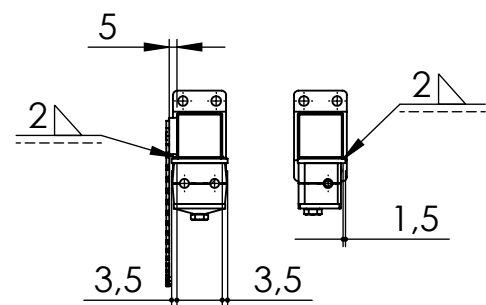
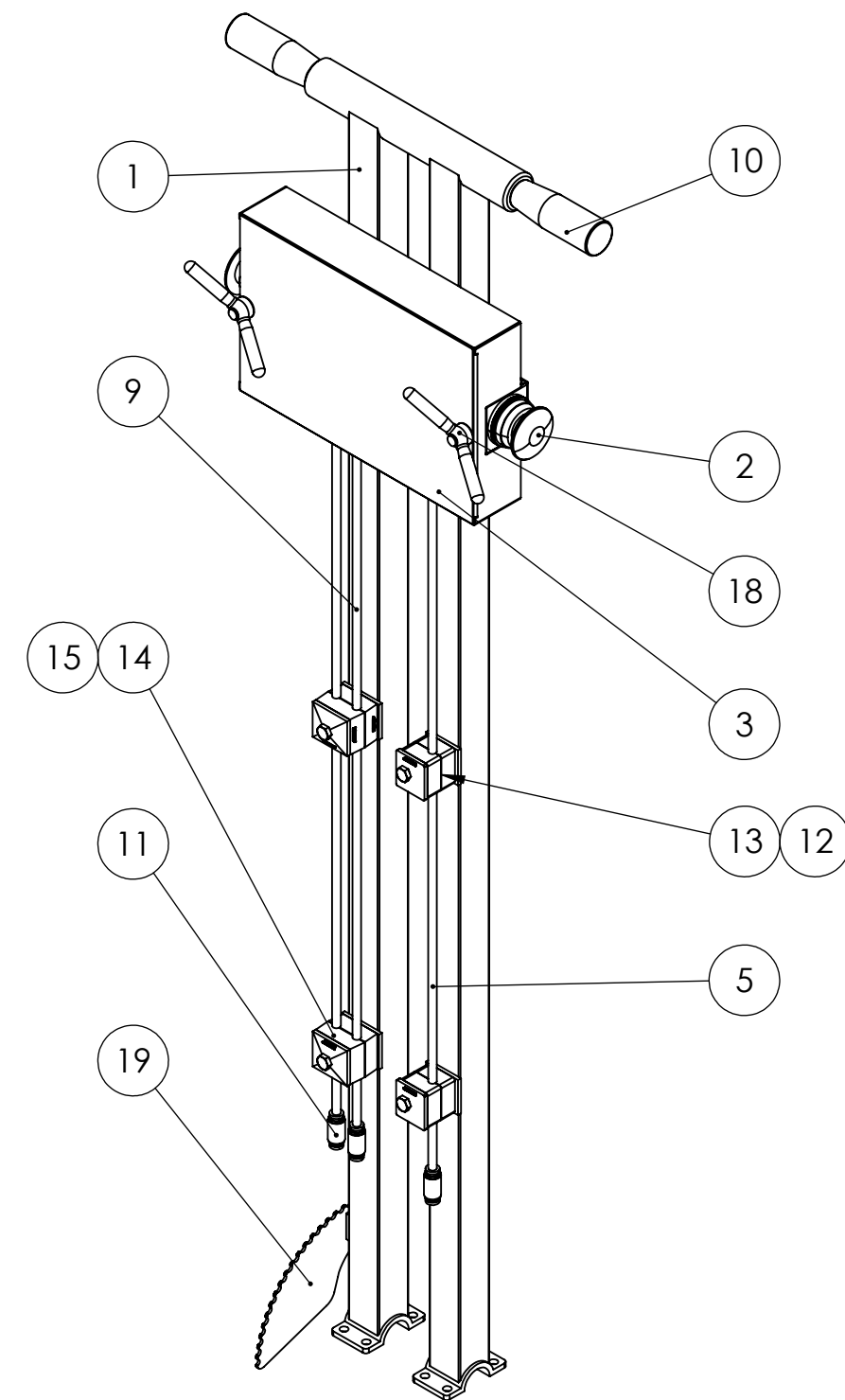
2	CHAPA	1
1	CHAPA PLEGADA	1
Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD

	Fecha	Nombre	Tolerancias	UNIVERSIDAD DE CANTABRIA	
Diseñado por	25/01/2021	DRR	ISO 2768 mK		
Verificado por					
	Escala/Scale	SOPORTE POSICIONADOR DE ÉMBOLO			TFG.01.09
	2:1.5				

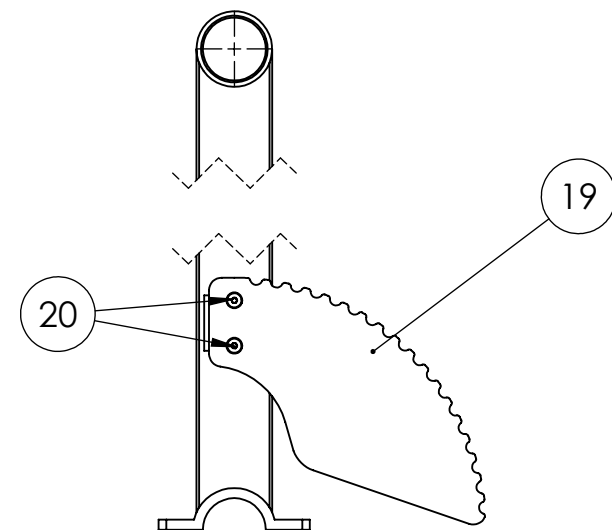




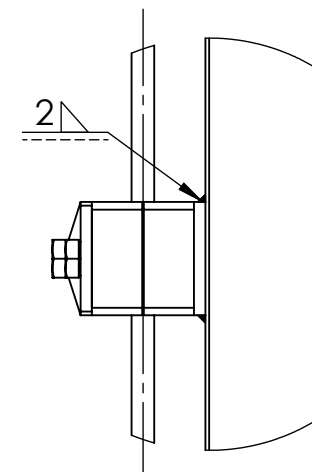
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3



SECCIÓN D-D



ESCALA 1:3

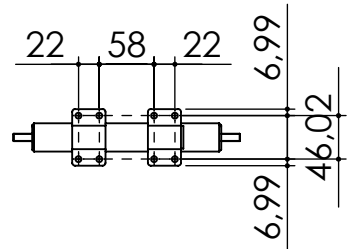
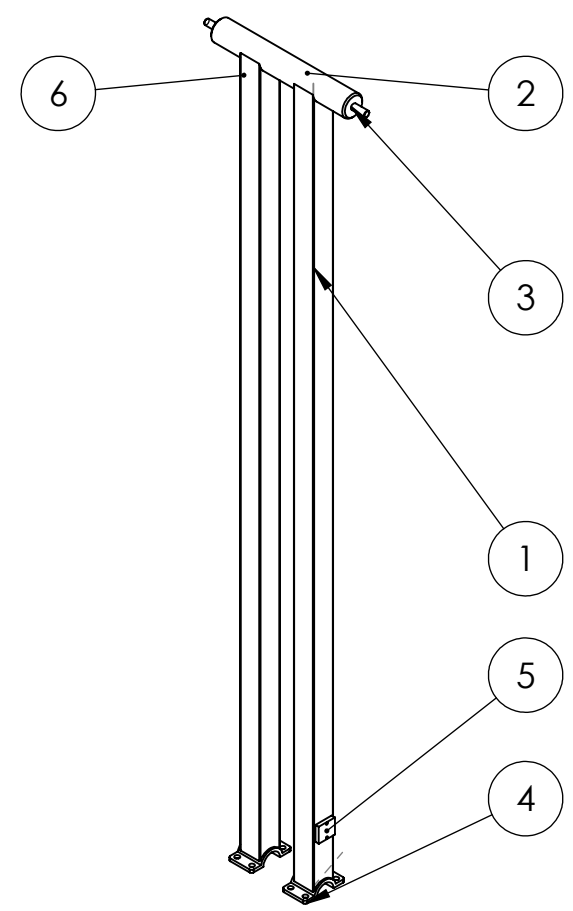
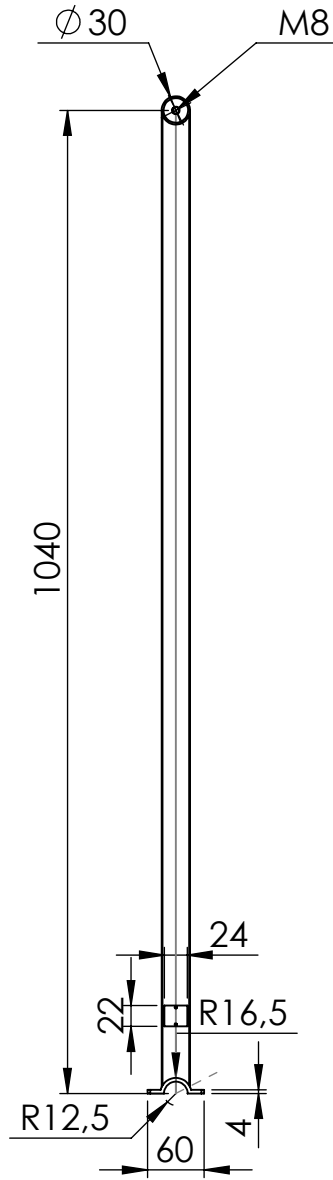
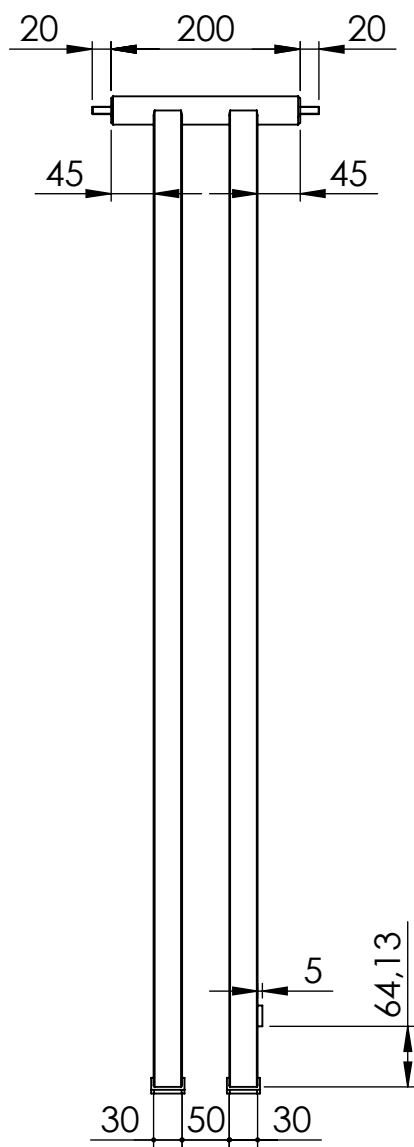


DETALLE B
ESCALA 1 : 2

20	TORNILLO AVELLANADO	DIN 7991 - M3 x 8 --- 4.8N	COMERCIAL	2
19	BLOQUEADOR DE POSICIÓN	TFG.02.09	1.0044 (S275JR)	1
18	TUERCA DE BLOQUEO	Elesa-Ganter Clamp GN 99.7-16-M8	COMERCIAL	2
17	RACOR CODO	SMC KQG2L06-00.stp	COMERCIAL	6
16	RACOR T	SMC KQG2T06_00	COMERCIAL	1
15	PLACA PARA SOLDAR DOBLE	STAUFF sp_1_d_m_w2.stp	COMERCIAL	2
14	ABRAZADERA DOBLE ø6 mm	STAUFF 106_06_pp-gd-as_m_w1.stp	COMERCIAL	2
13	ABRAZADERA ø6 mm	STAUFF 106_pp-dp-as_m_w1.stp	COMERCIAL	2
12	PLACA PARA SOLDAR	STAUFF sp_1_m_w2.stp	COMERCIAL	2
11	CONECTOR TUBO-TUBO	SMC KQG2H06-00.stp	COMERCIAL	3
10	EMPUÑADURA ø26,5 mm	ELESA GANTER I.780_80-M8-SAN-C1	COMERCIAL	2
9	TUBO	TFG.02.08	NAILON	2
8	TUBO	TFG.02.07	NAILON	1
7	TUBO	TFG.02.06	NAILON	1
6	TUBO	TFG.02.05	NAILON	1
5	TUBO	TFG.02.04	NAILON	1
4	TUBO	TFG.02.03	NAILON	5
3	TAPA CAJA DE CONTROL	TFG.02.02	1.0044 (S275JR)	1
2	CONTROLES	TFG.09.00		1
1	SOPORTE MANGO	TFG.02.01	1.0044 (S275JR)	1
Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD

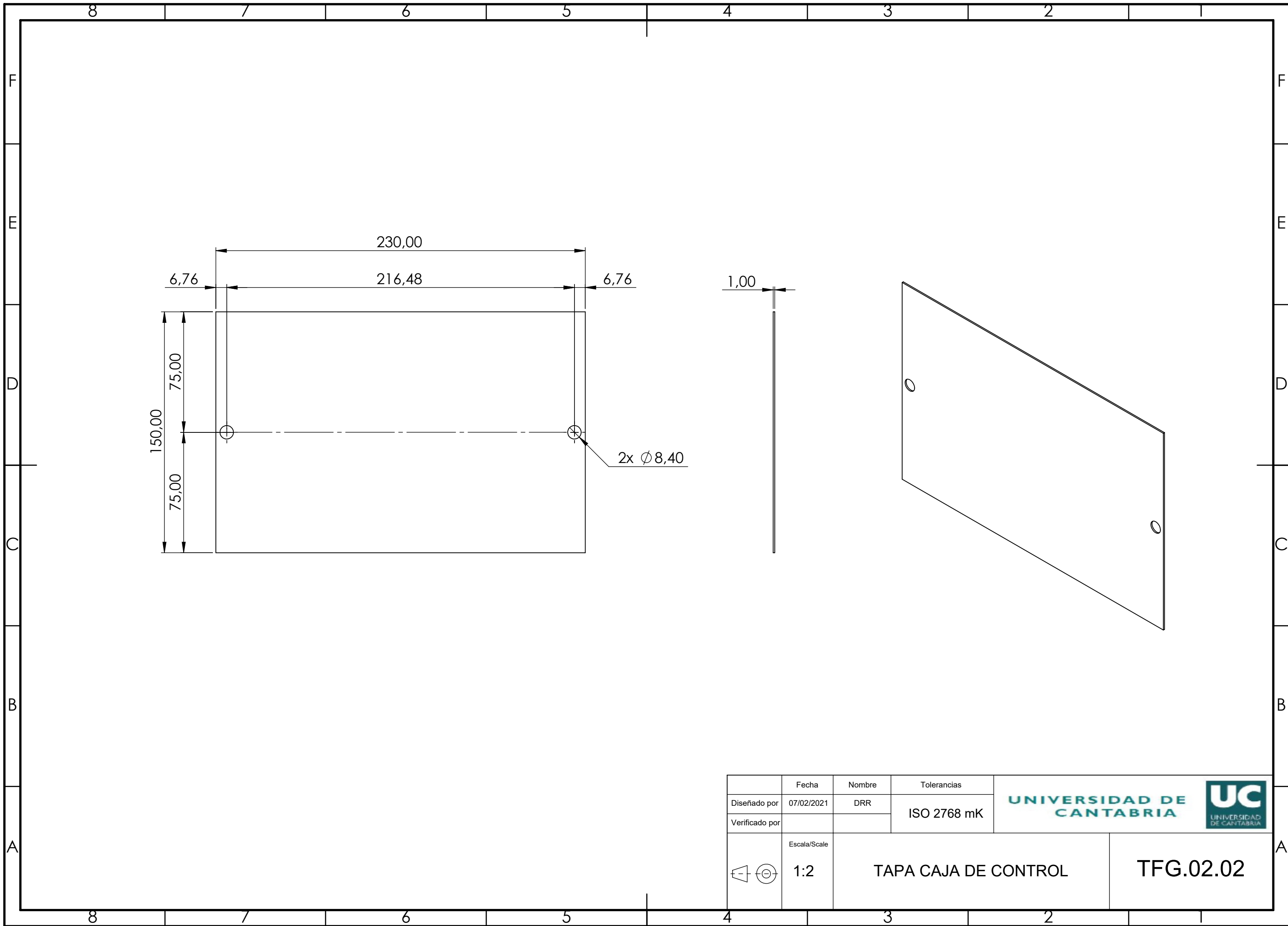
	Fecha	Nombre	Tolerancias	UNIVERSIDAD DE CANTABRIA	
Diseñado por	06/02/2021	DRR	ISO 2768 mK		
Verificado por					
	Escala/Scale	ENSAMBLAJE SOPORTE MANGO			TFG.02.00
	1:5				

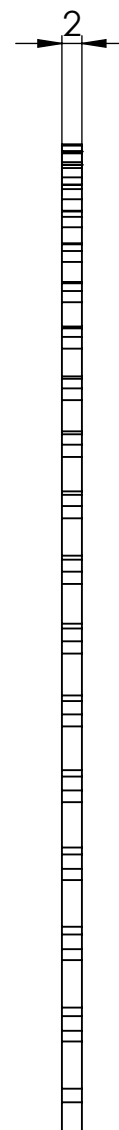
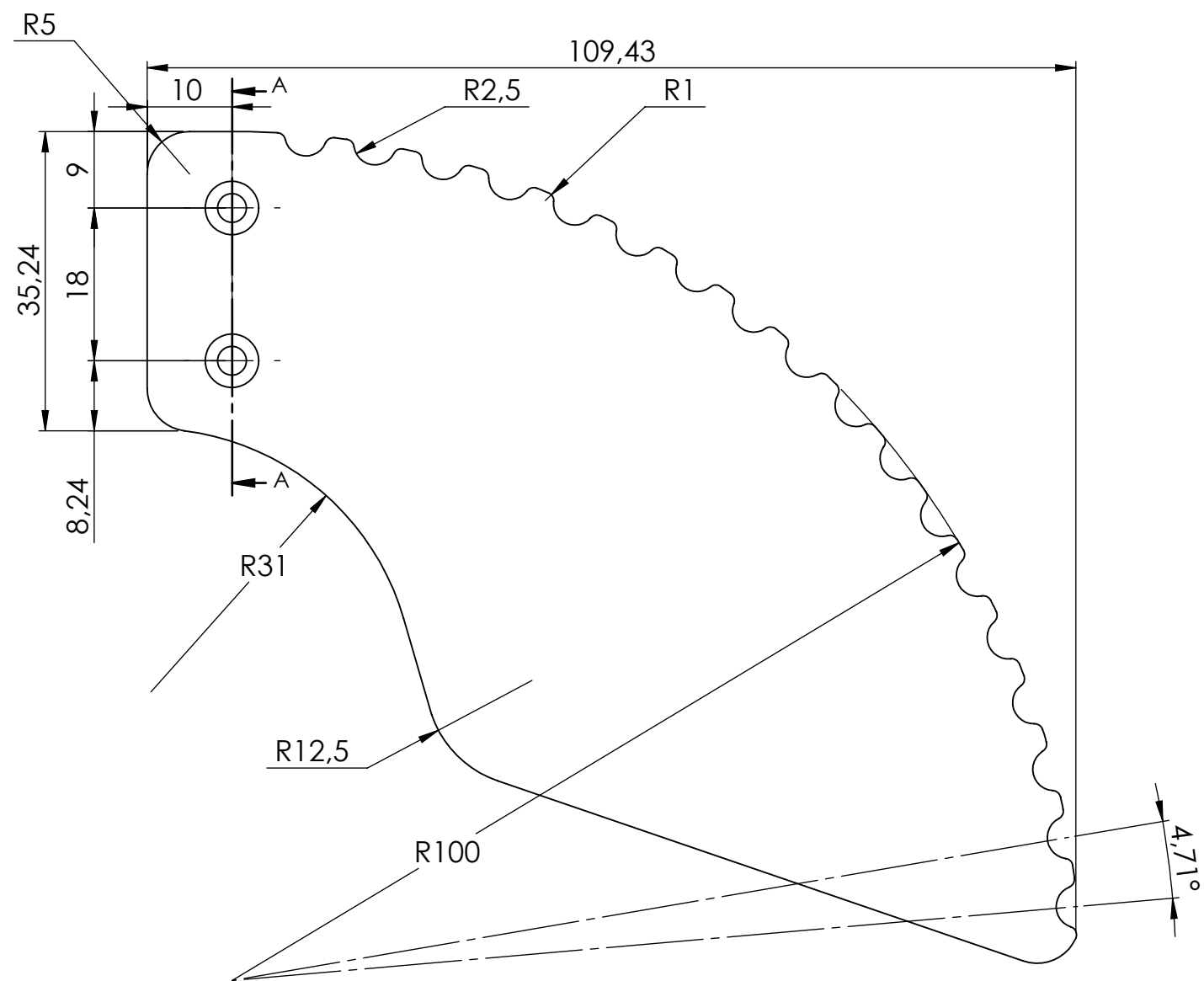
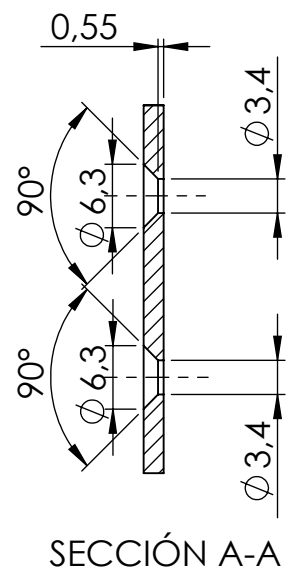
Nota: Planos de tubo del TFG.02.03 al TFG.02.08, referifod a plano de corte TFG.12.00



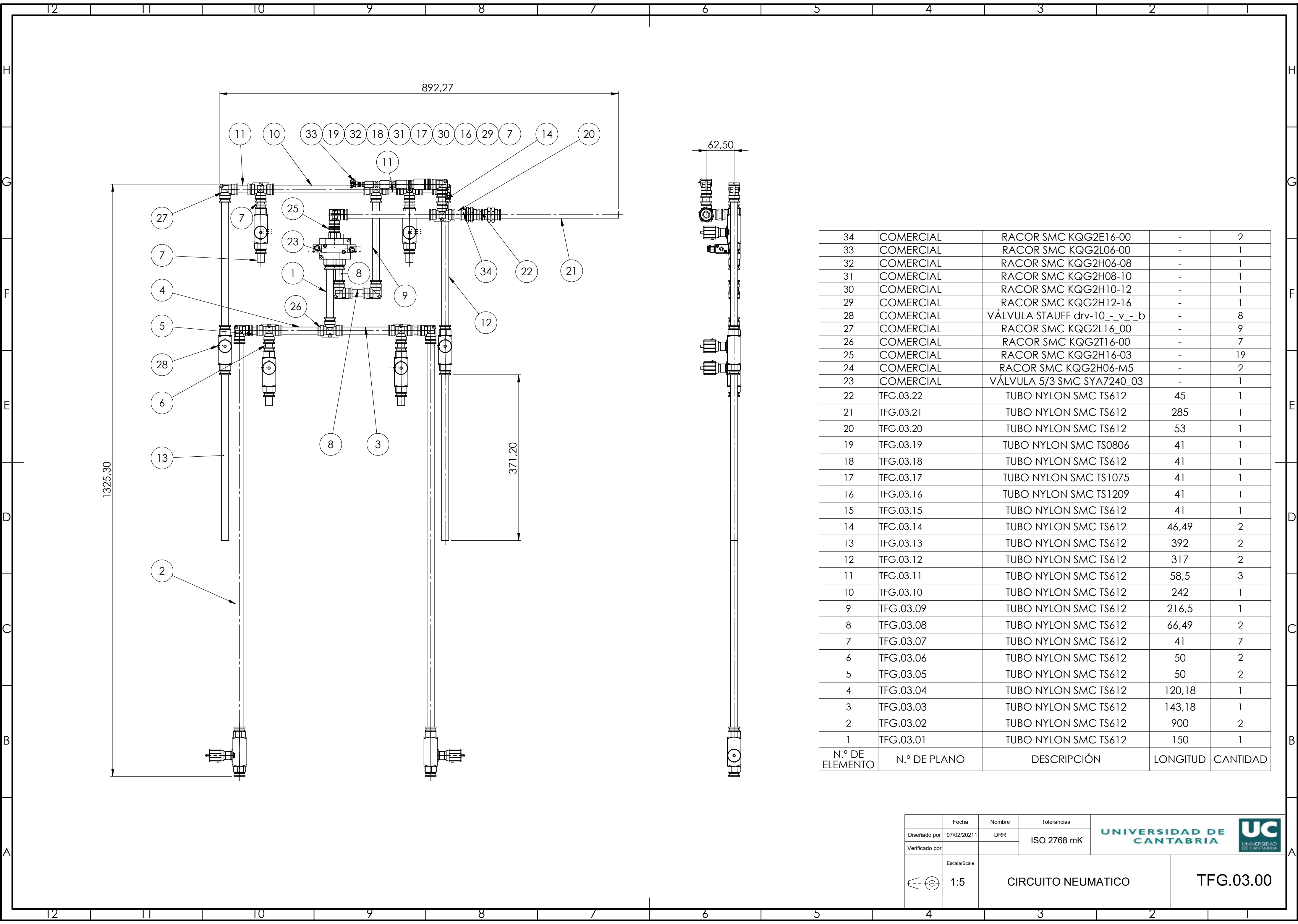
6	1	TUBO	1033.13
5	1	CHAPA 24x22x7	-
4	2	CHAPA PLEGADA	-
3	2	VARILLA ROSCADA	-
2	1	REDONDO	-
1	1	TUBO	1033.13
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud

	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div>UC</div> <div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div>	
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK		
Verificado por					
	Escala/Scale	SOPORTE MANGO		TFG.02.01	
	1:8				

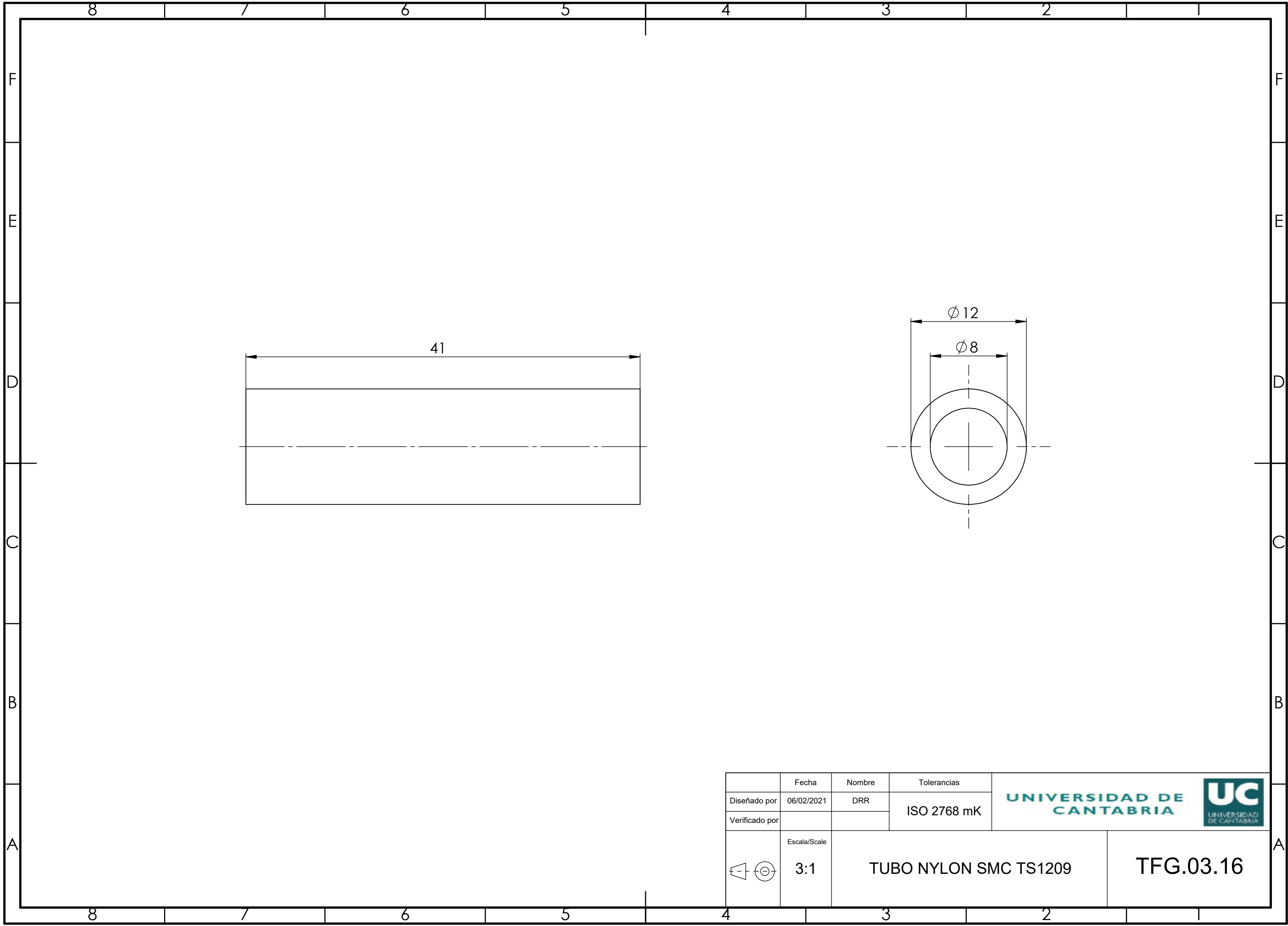




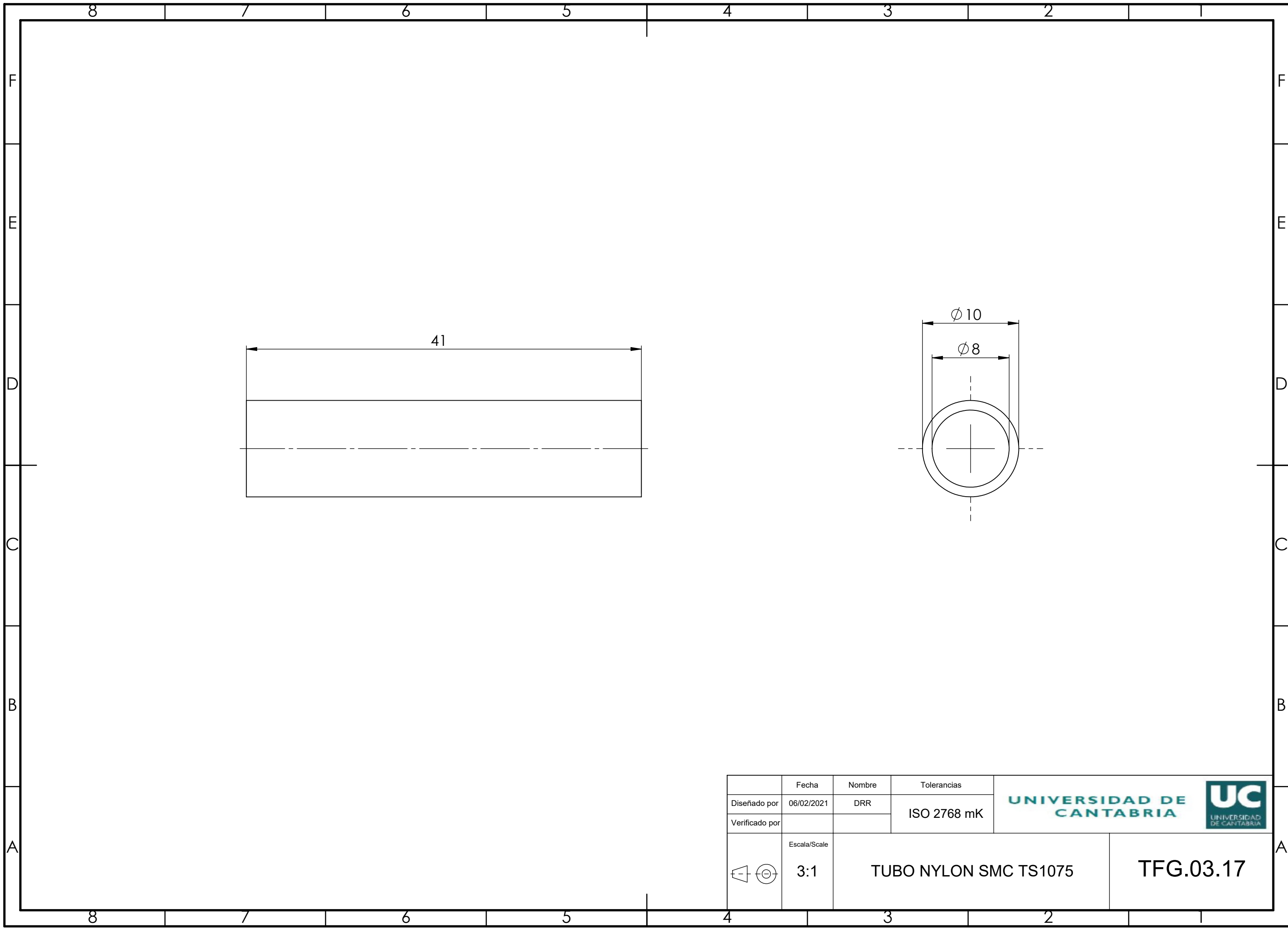
	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div><div>UC</div><div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div></div>
Diseñado por	25/01/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
<div></div>	Escala/Scale	BLOQUEADOR DE POSICIÓN		TFG.02.09
	2:1.5			



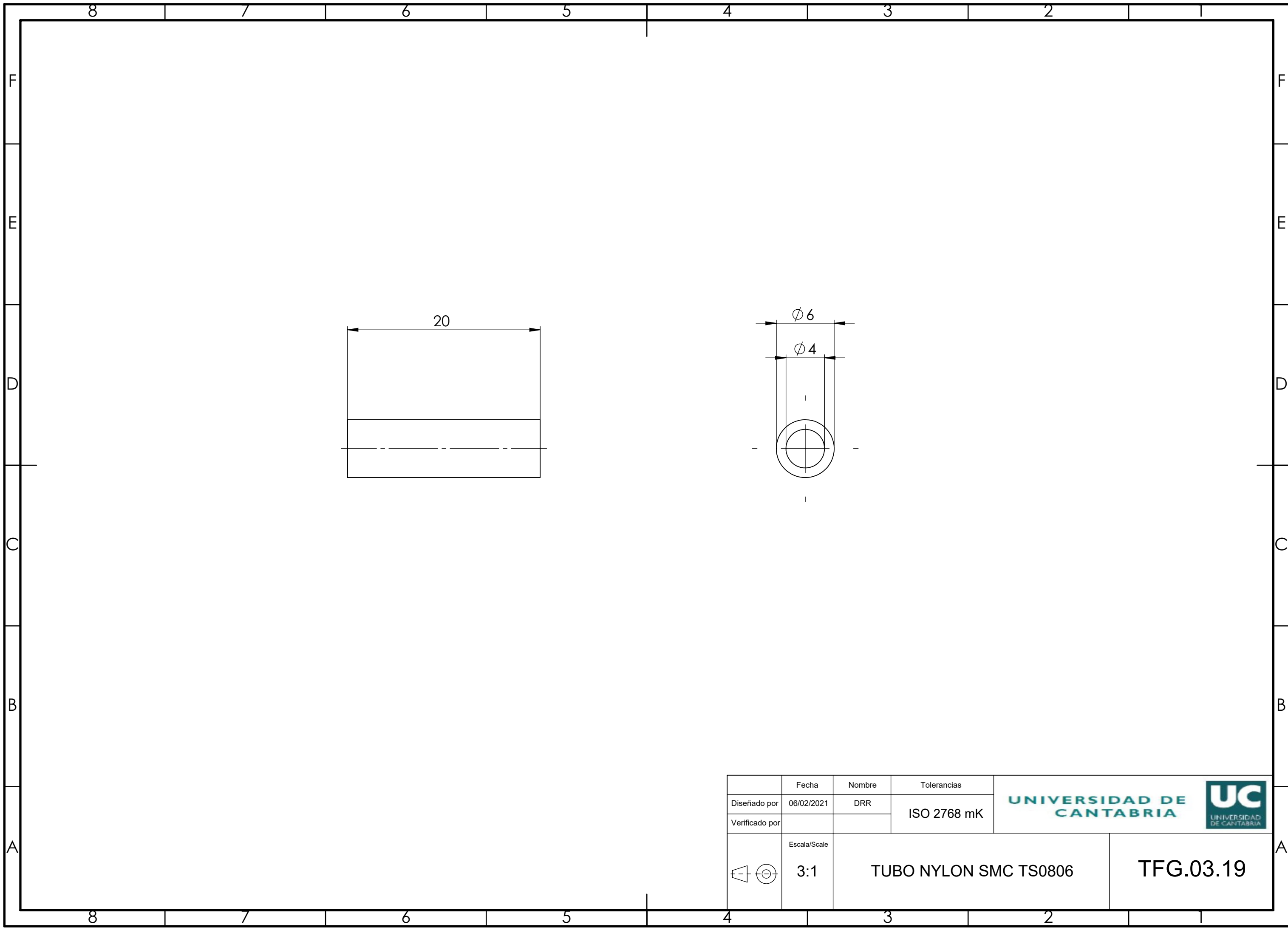
34	COMERCIAL	RACOR SMC KQG2E16-00	-	2
33	COMERCIAL	RACOR SMC KQG2L06-00	-	1
32	COMERCIAL	RACOR SMC KQG2H06-08	-	1
31	COMERCIAL	RACOR SMC KQG2H08-10	-	1
30	COMERCIAL	RACOR SMC KQG2H10-12	-	1
29	COMERCIAL	RACOR SMC KQG2H12-16	-	1
28	COMERCIAL	VÁLVULA STAUFF drv-10_-v_-b	-	8
27	COMERCIAL	RACOR SMC KQG2L16_00	-	9
26	COMERCIAL	RACOR SMC KQG2T16-00	-	7
25	COMERCIAL	RACOR SMC KQG2H16-03	-	19
24	COMERCIAL	RACOR SMC KQG2H06-M5	-	2
23	COMERCIAL	VÁLVULA 5/3 SMC SYA7240_03	-	1
22	TFG.03.22	TUBO NYLON SMC TS612	45	1
21	TFG.03.21	TUBO NYLON SMC TS612	285	1
20	TFG.03.20	TUBO NYLON SMC TS612	53	1
19	TFG.03.19	TUBO NYLON SMC TS0806	41	1
18	TFG.03.18	TUBO NYLON SMC TS612	41	1
17	TFG.03.17	TUBO NYLON SMC TS1075	41	1
16	TFG.03.16	TUBO NYLON SMC TS1209	41	1
15	TFG.03.15	TUBO NYLON SMC TS612	41	1
14	TFG.03.14	TUBO NYLON SMC TS612	46,49	2
13	TFG.03.13	TUBO NYLON SMC TS612	392	2
12	TFG.03.12	TUBO NYLON SMC TS612	317	2
11	TFG.03.11	TUBO NYLON SMC TS612	58,5	3
10	TFG.03.10	TUBO NYLON SMC TS612	242	1
9	TFG.03.09	TUBO NYLON SMC TS612	216,5	1
8	TFG.03.08	TUBO NYLON SMC TS612	66,49	2
7	TFG.03.07	TUBO NYLON SMC TS612	41	7
6	TFG.03.06	TUBO NYLON SMC TS612	50	2
5	TFG.03.05	TUBO NYLON SMC TS612	50	2
4	TFG.03.04	TUBO NYLON SMC TS612	120,18	1
3	TFG.03.03	TUBO NYLON SMC TS612	143,18	1
2	TFG.03.02	TUBO NYLON SMC TS612	900	2
1	TFG.03.01	TUBO NYLON SMC TS612	150	1
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PLANO	DESCRIPCIÓN	LONGITUD	CANTIDAD



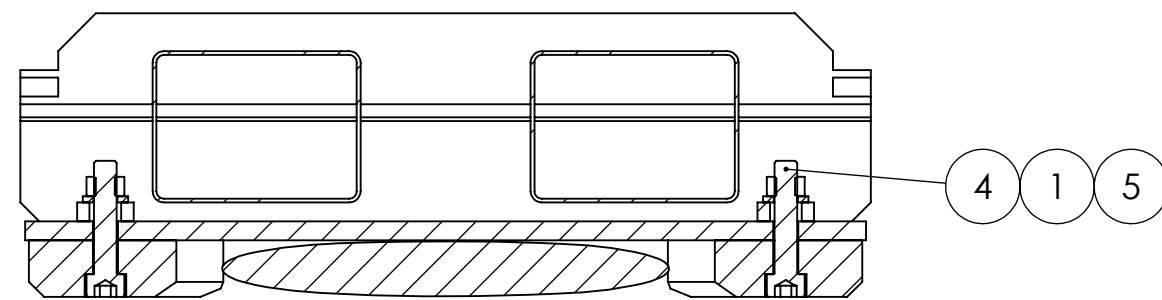
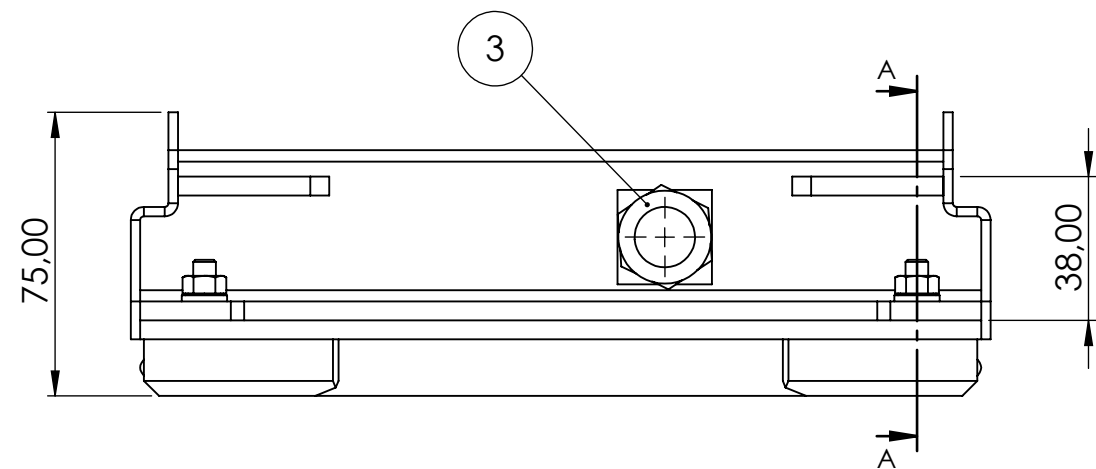
	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	06/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
<div></div>	Escala/Scale			
	3:1	TUBO NYLON SMC TS1209		TFG.03.16



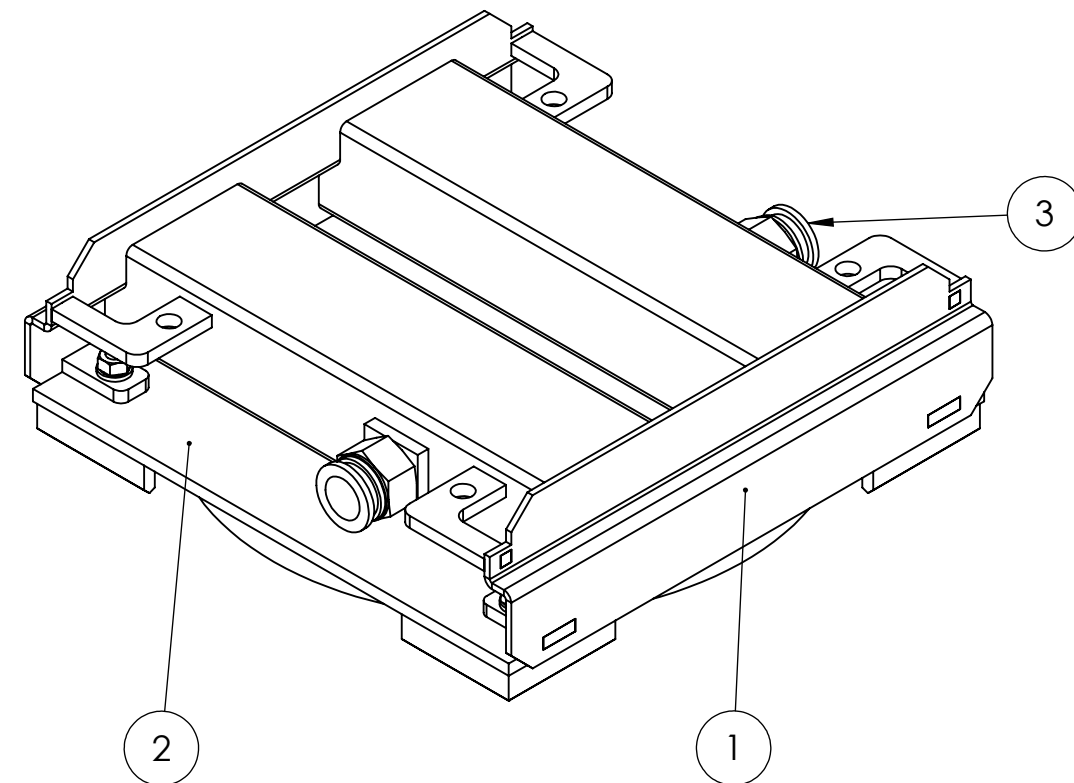
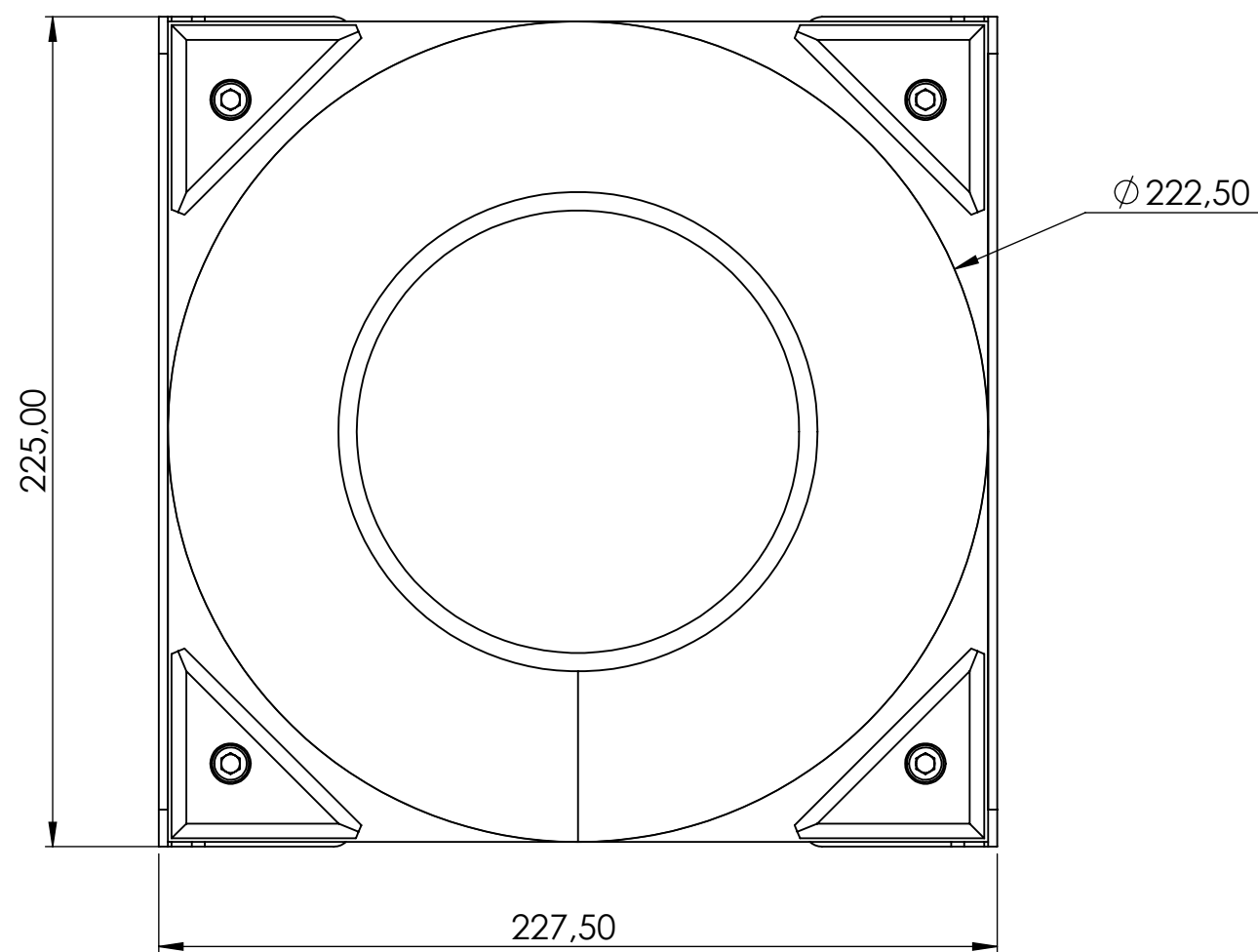
	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	06/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
<div></div>	Escala/Scale	TUBO NYLON SMC TS1075		TFG.03.17
	3:1			



	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	06/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
<div></div>	Escala/Scale	TUBO NYLON SMC TS0806		TFG.03.19
	3:1			

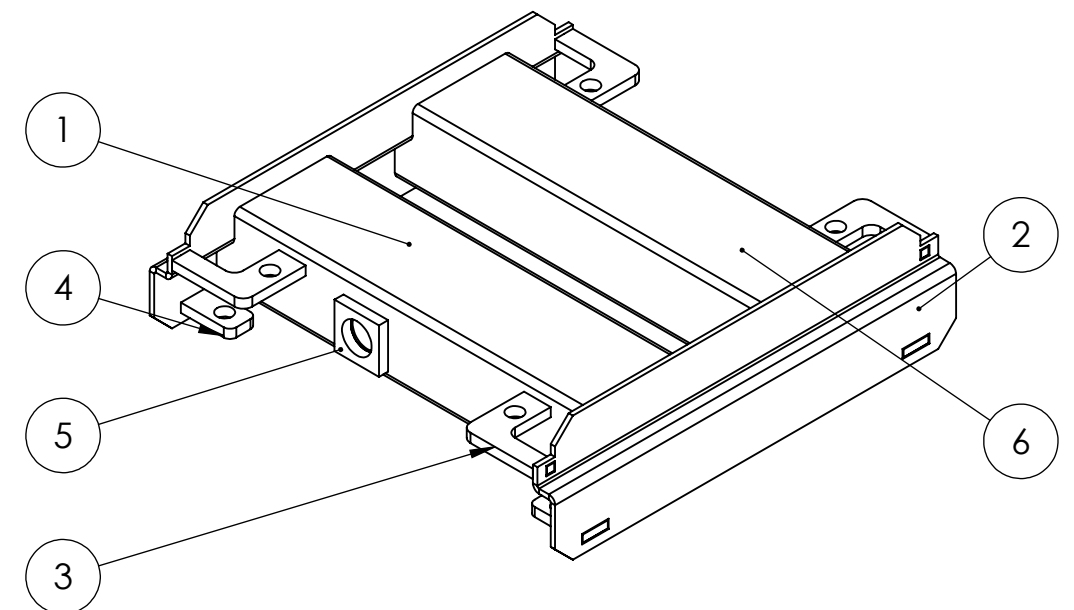
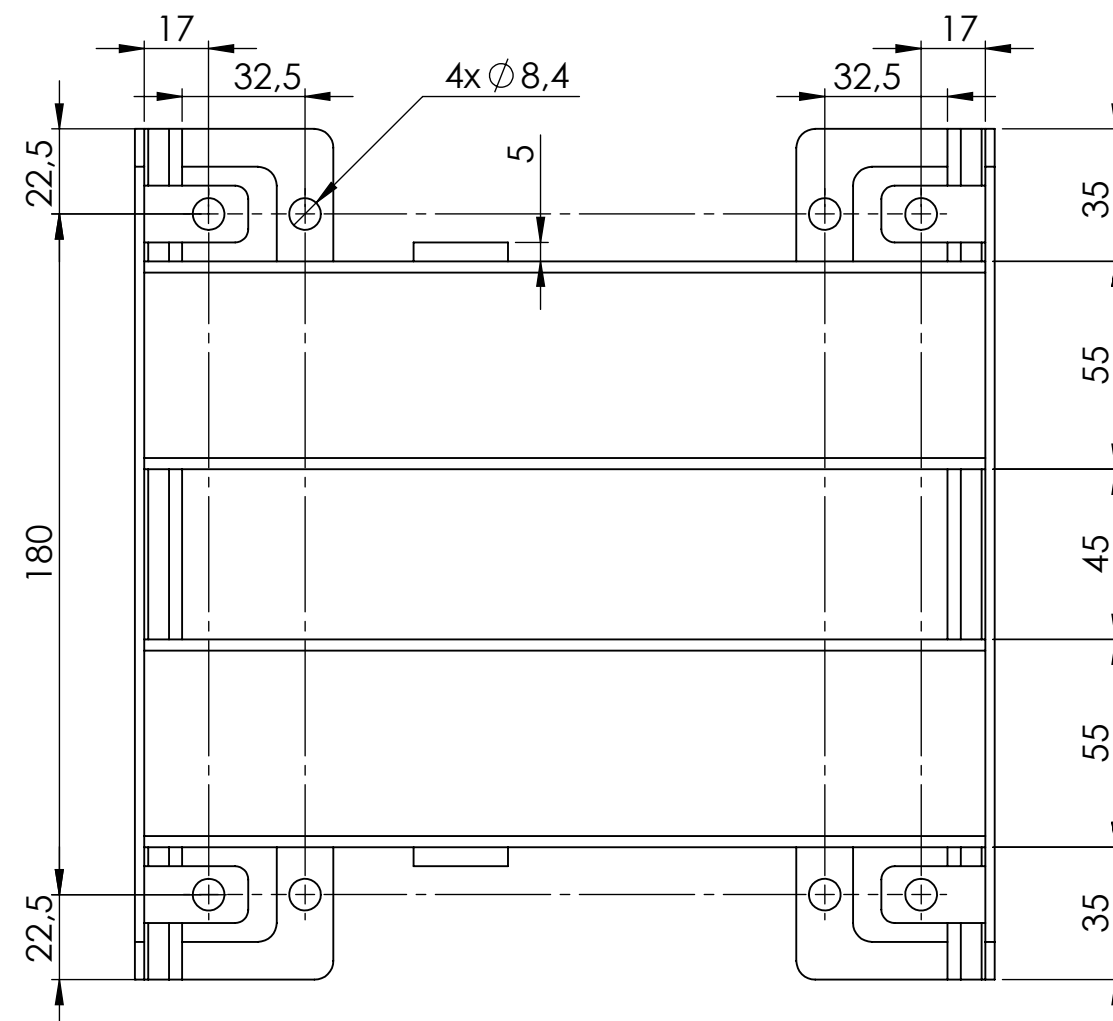
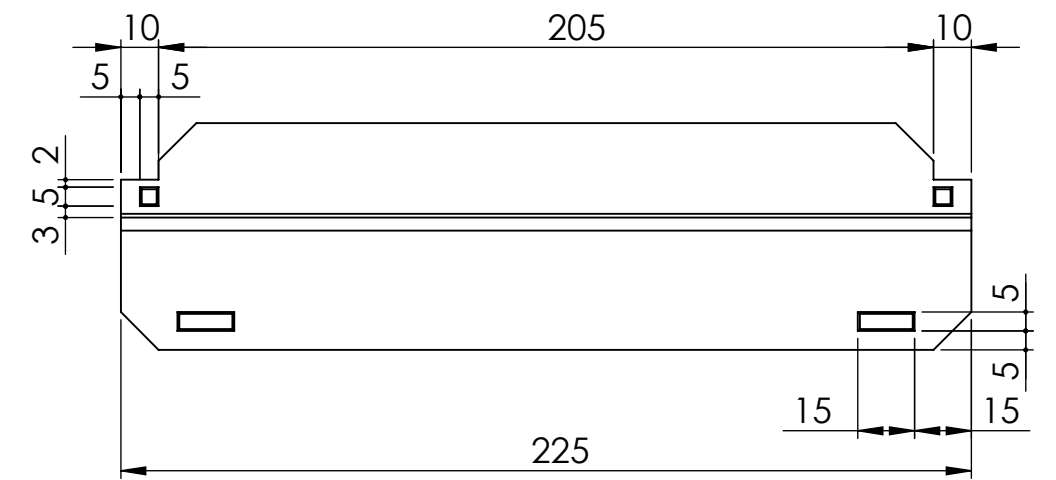
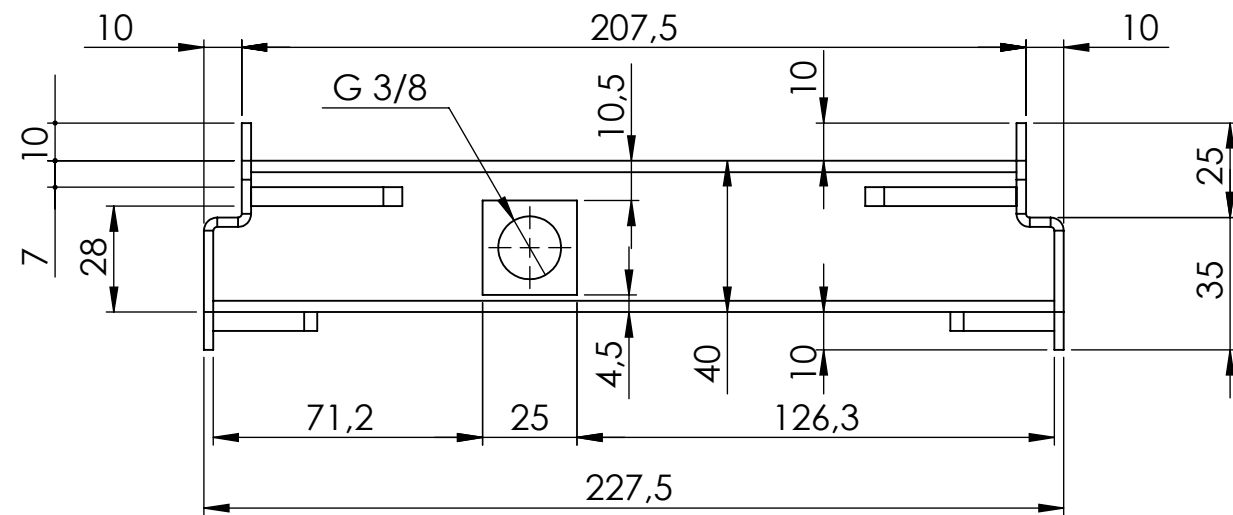


SECCIÓN A-A



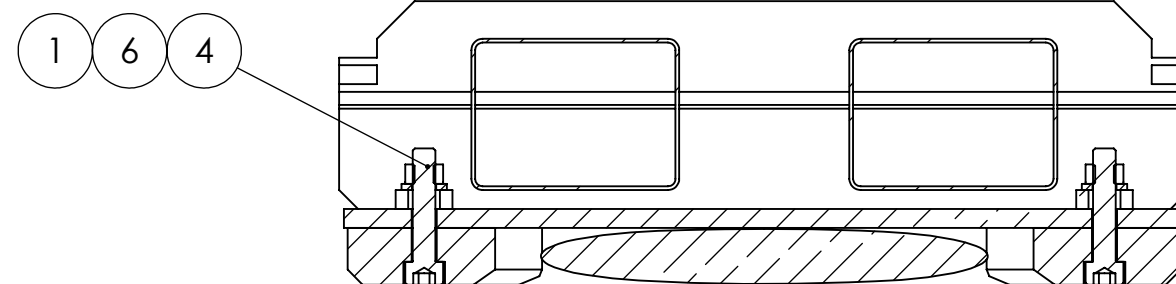
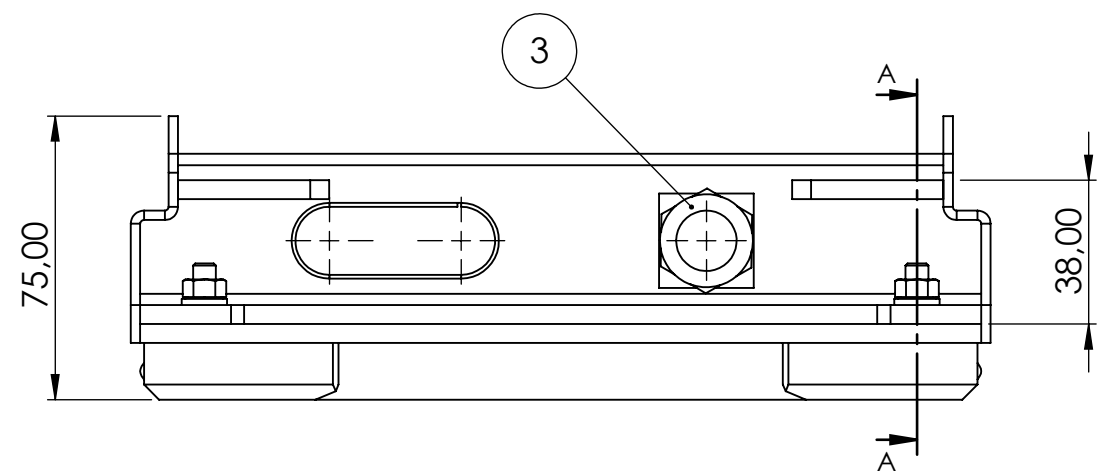
6	TUERCA	DIN 934 - M6 - W - N	COMAERCIAL	4
5	ARANDELA	DIN 125 - M 6.4	COMERCIAL	4
4	TORNILLO CABEZA CILINDRICA	DIN 912 M6 x 30 - 30N	COMERCIAL	4
3	RACOR CONECTOR	SMC KQG2H16-03	COMERCIAL	2
2	AIR CASTER 220	TFG.04.02	COMERCIAL	1
1	SOPORTE AIR CASTER FASE 2 F	TFG.04.01	1.0044 (S275JR)	1
Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	N.º DE PLANO	MATERIAL	CANTIDAD

	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div>UC UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div>
Diseñado por	24/01/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale	MODULO DE CARGA F		TFG.04.00
	1:2			

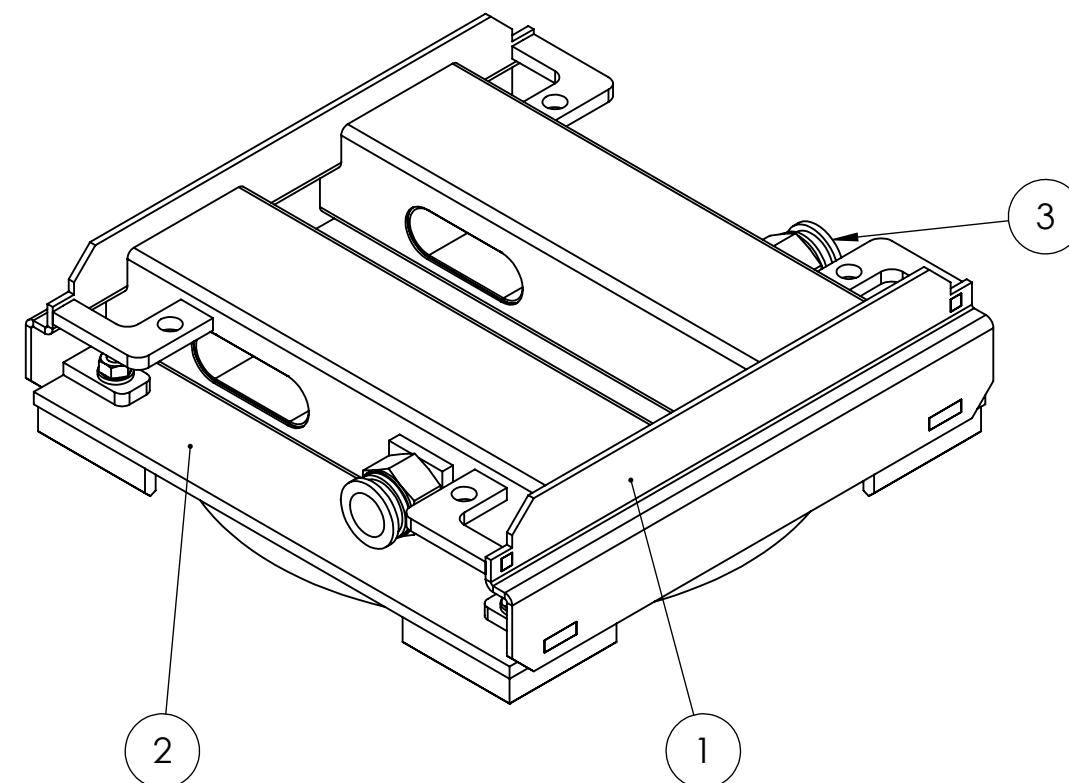
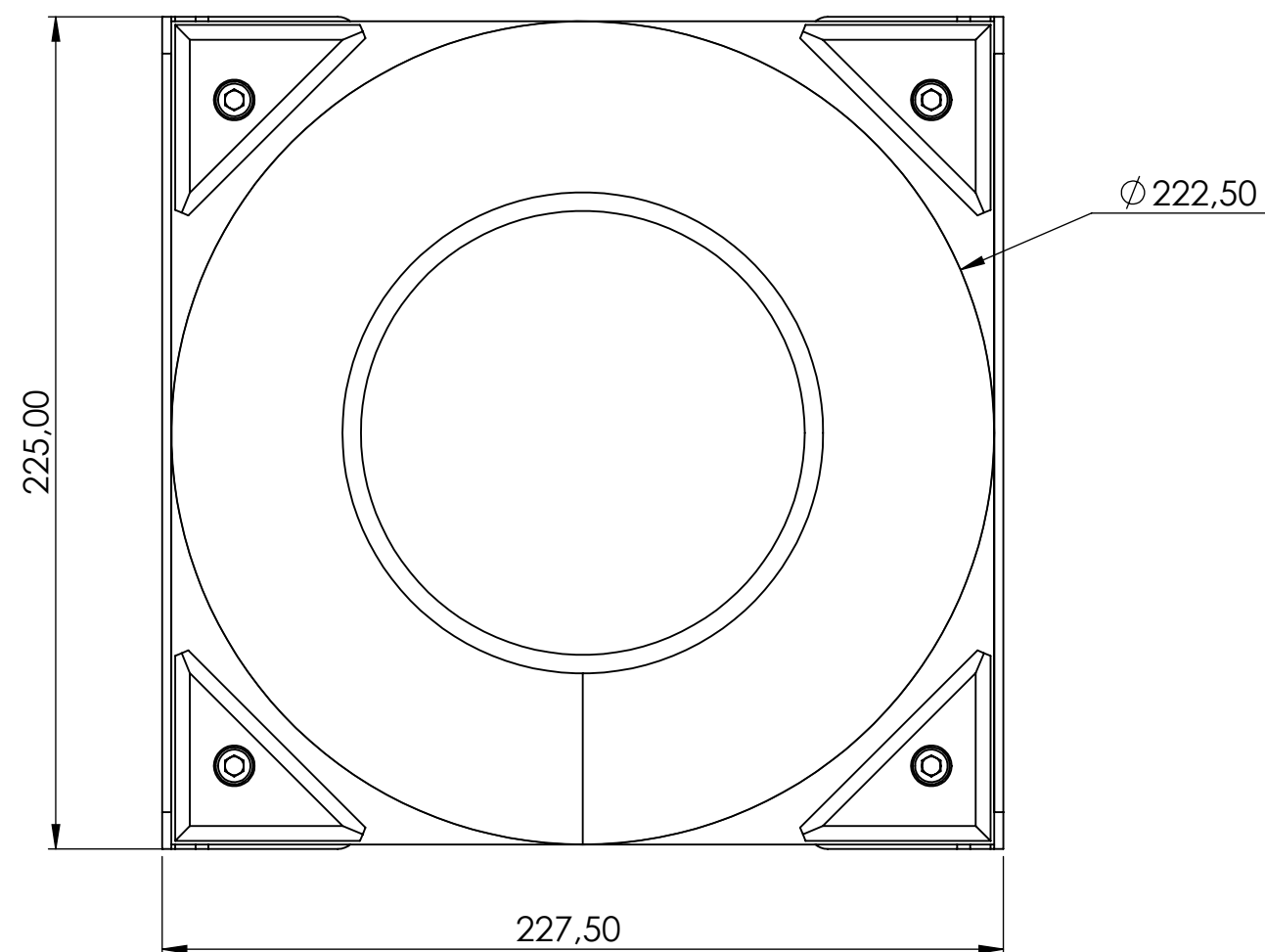


6	1	TUBO 55x40	222.5
5	2	CHAPA	-
4	4	CHAPA	-
3	4	CHAPA	-
2	2	CHAPA PLEGADA	-
1	1	TUBO 55x40	222.5
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud

	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	07/02/20212	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale 1:2	SOPORTE AIR CASTER FASE 2 F		TFG.04.01

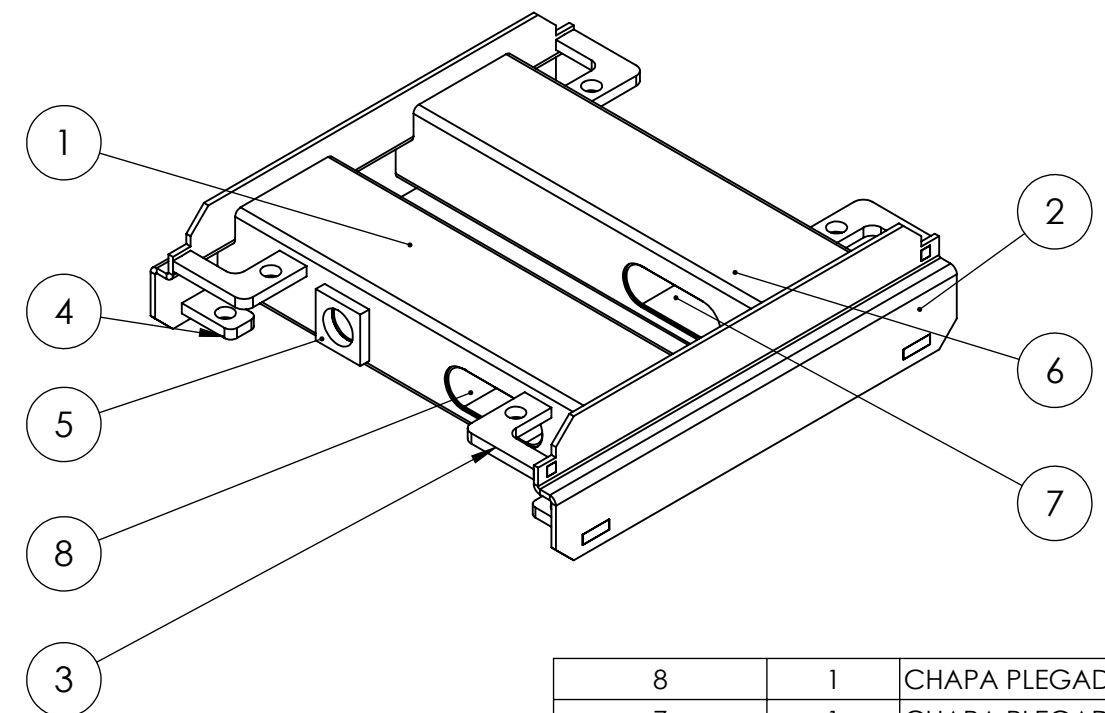
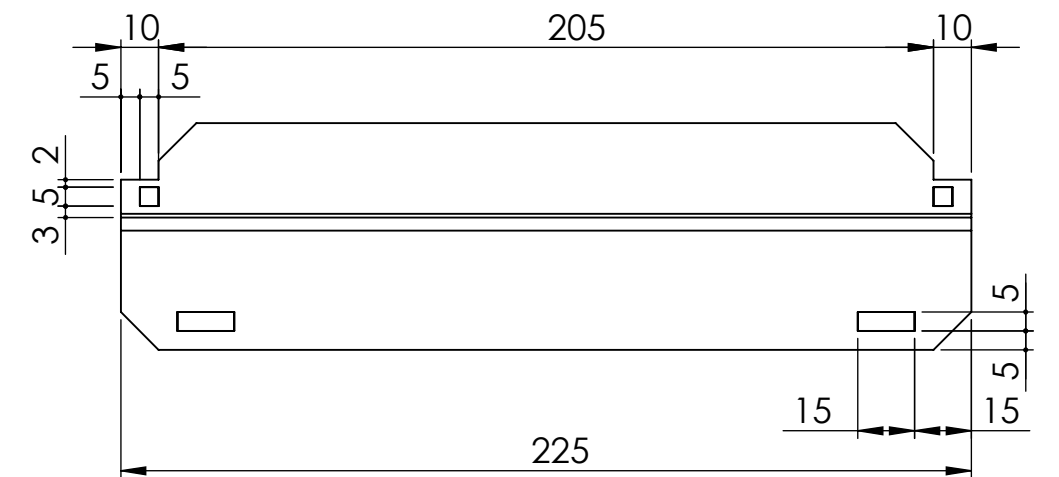
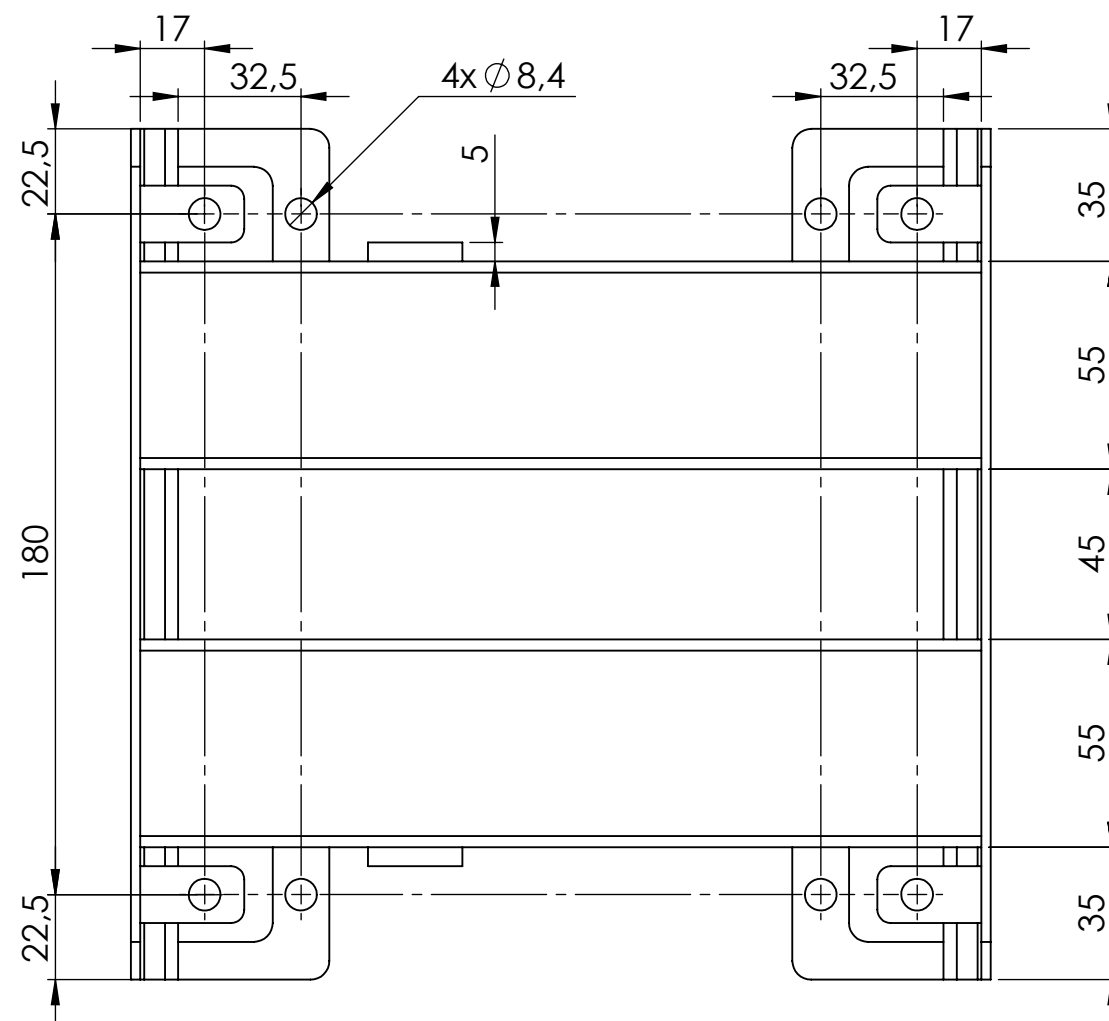
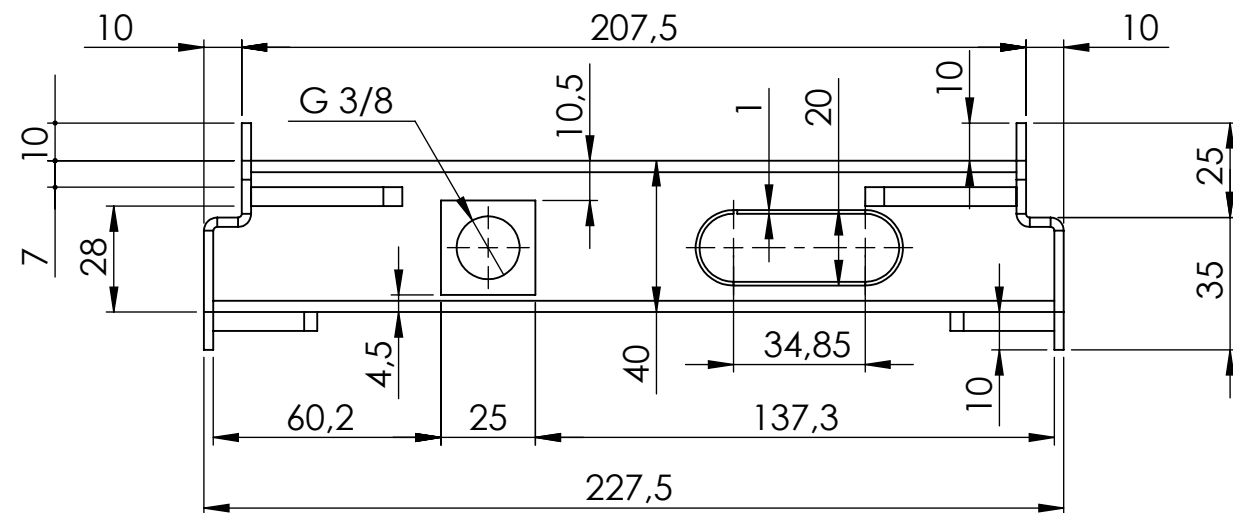


SECCIÓN A-A



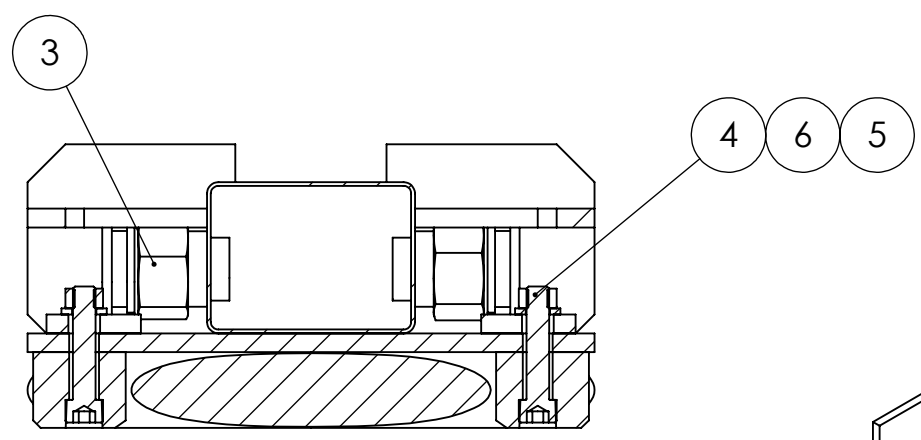
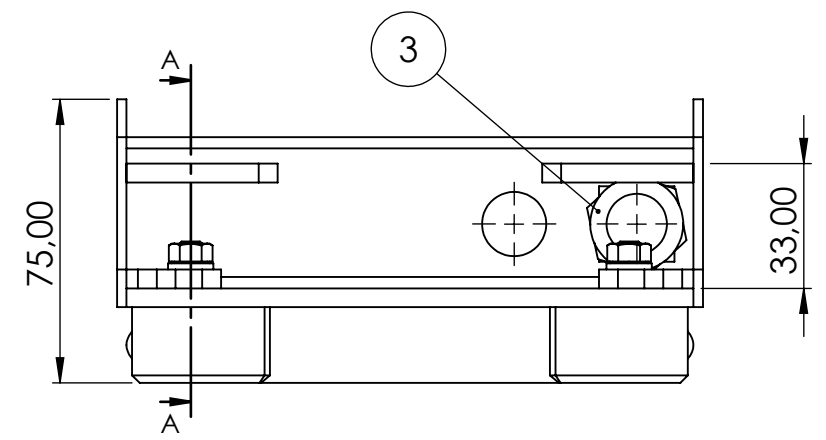
6	TUERCA	DIN 934 - M6 - W - N	COMERCIAL	4
5	ARANDELA	DIN 125 - M6.4	COMERCIAL	4
4	TORNILLO CABEZA CILINDRICA	DIN 912 M6 x 30 --- 30N	COMERCIAL	4
3	RACOR CONECTOR	SMC KQG2H16-03	COMERCIAL	2
2	AIR CASTER 220	TFG.04.02	COMERCILA	1
1	SOPORTE AIR CASTER FASE 2 B	TFG.05.01	1.0044 (S275JR)	1
Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	N.º DE PLANO	MATERIAL	CANTIDAD

	Fecha	Nombre	Tolerancias	 
Diseñado por	24/01/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale 1:2	MODULO DE CARGA B		TFG.05.00

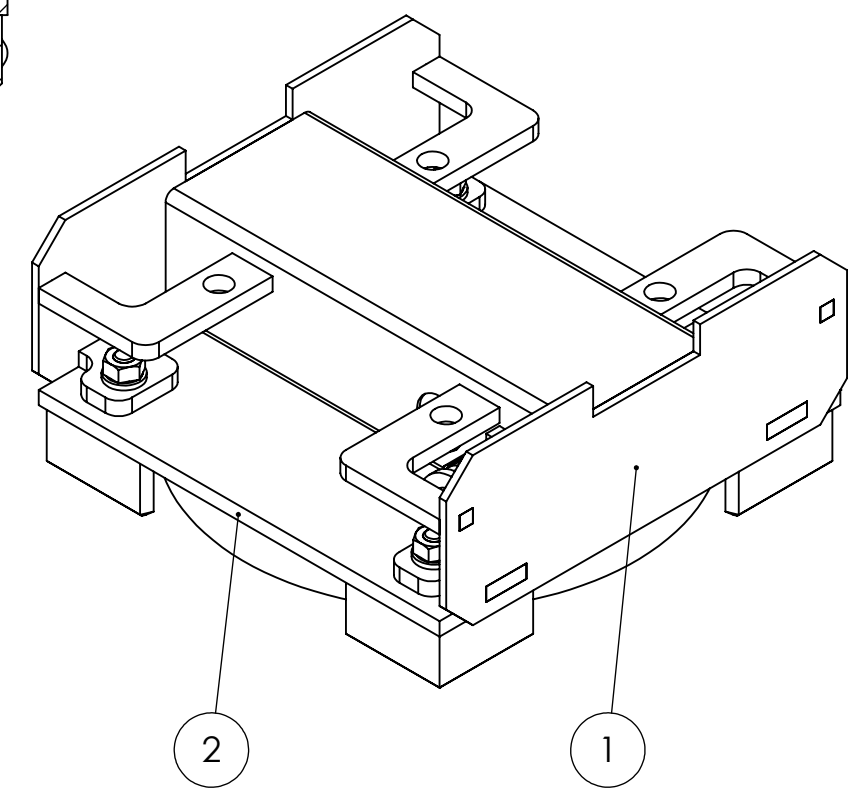
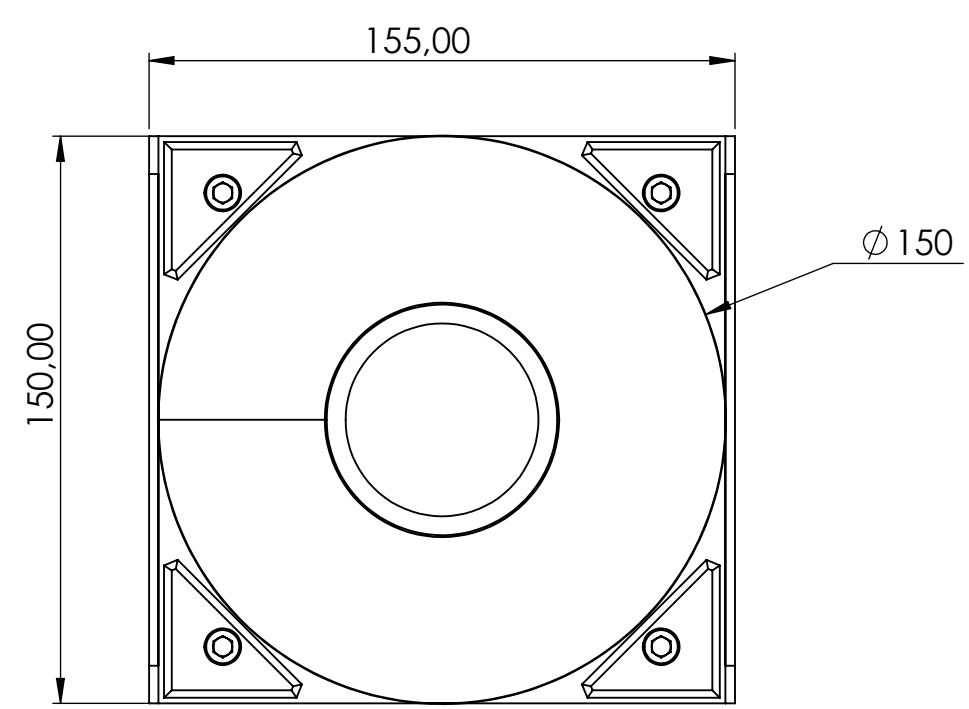


8	1	CHAPA PLEGADA	-
7	1	CHAPA PLEGADA	-
6	1	TUBO 55x40	222.5
5	2	CHAPA	-
4	4	CHAPA	-
3	4	CHAPA	-
2	2	CHAPA PLEGADA	-
1	1	TUBO 55x40	222.5
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud

	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale	SOPORTE AIR CASTER FASE 2 B		TFG.05.01
	1:2			

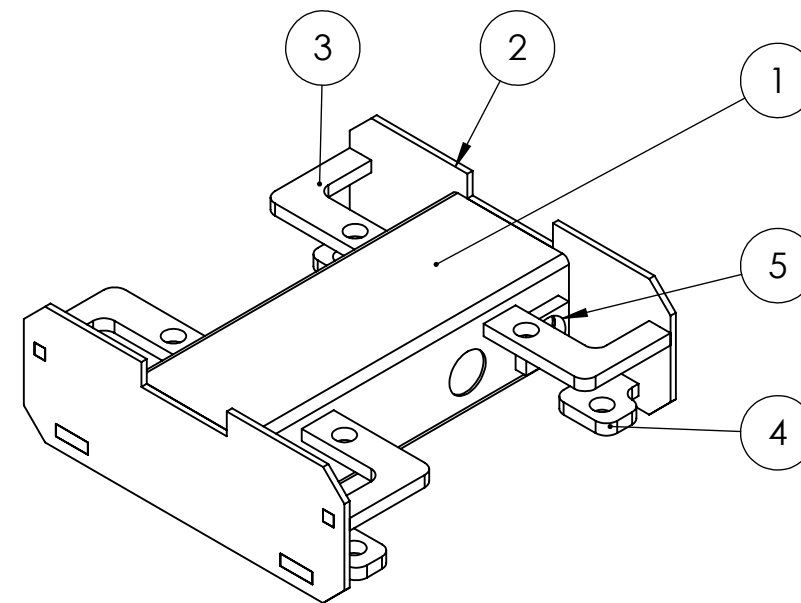
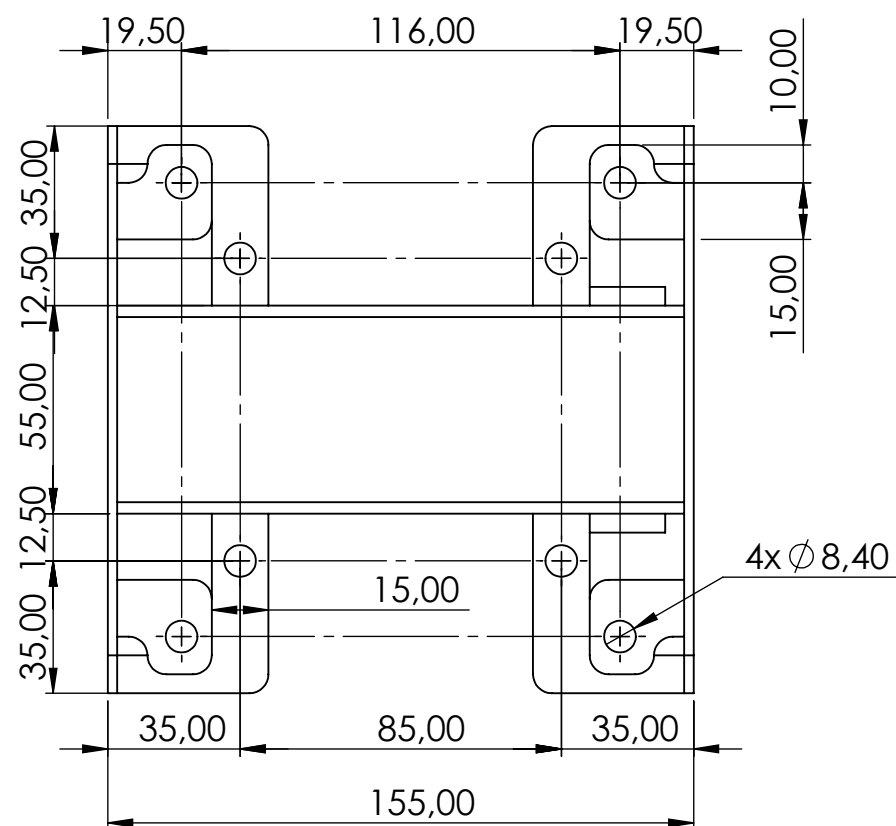
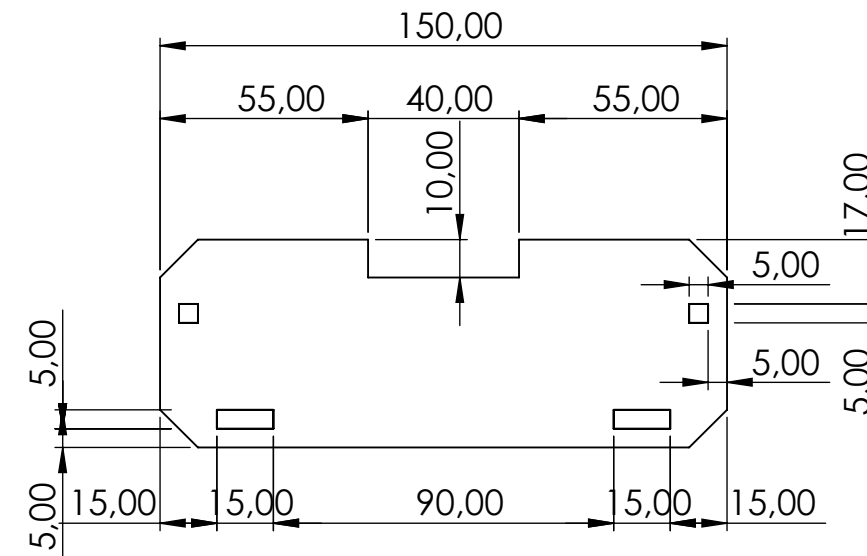
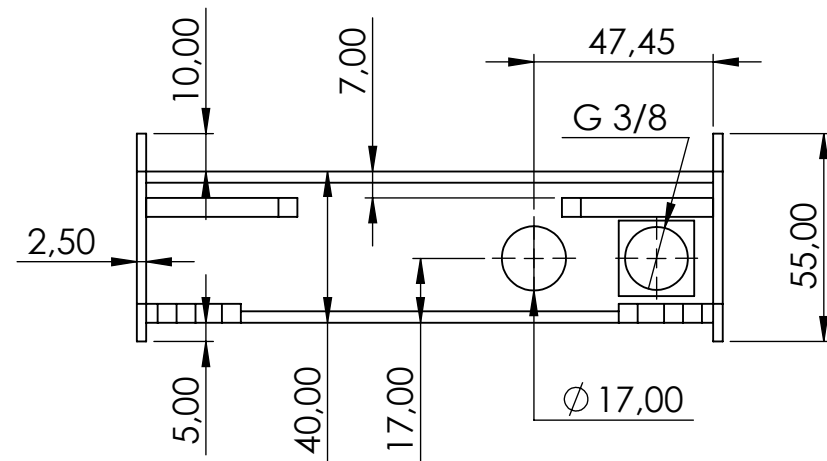


SECCIÓN A-A



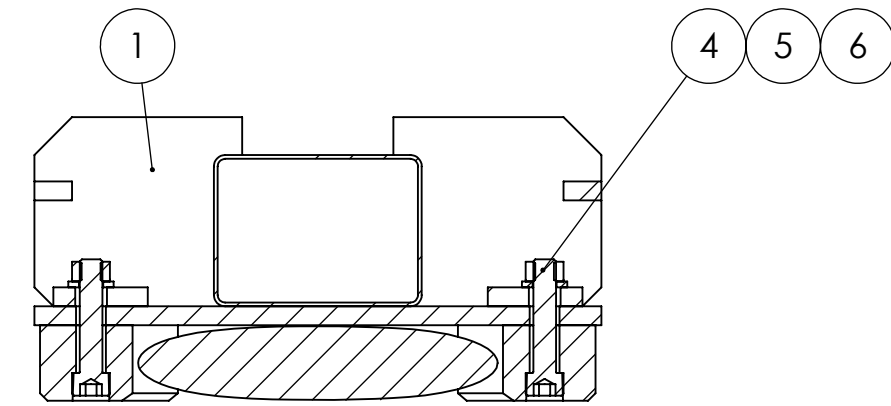
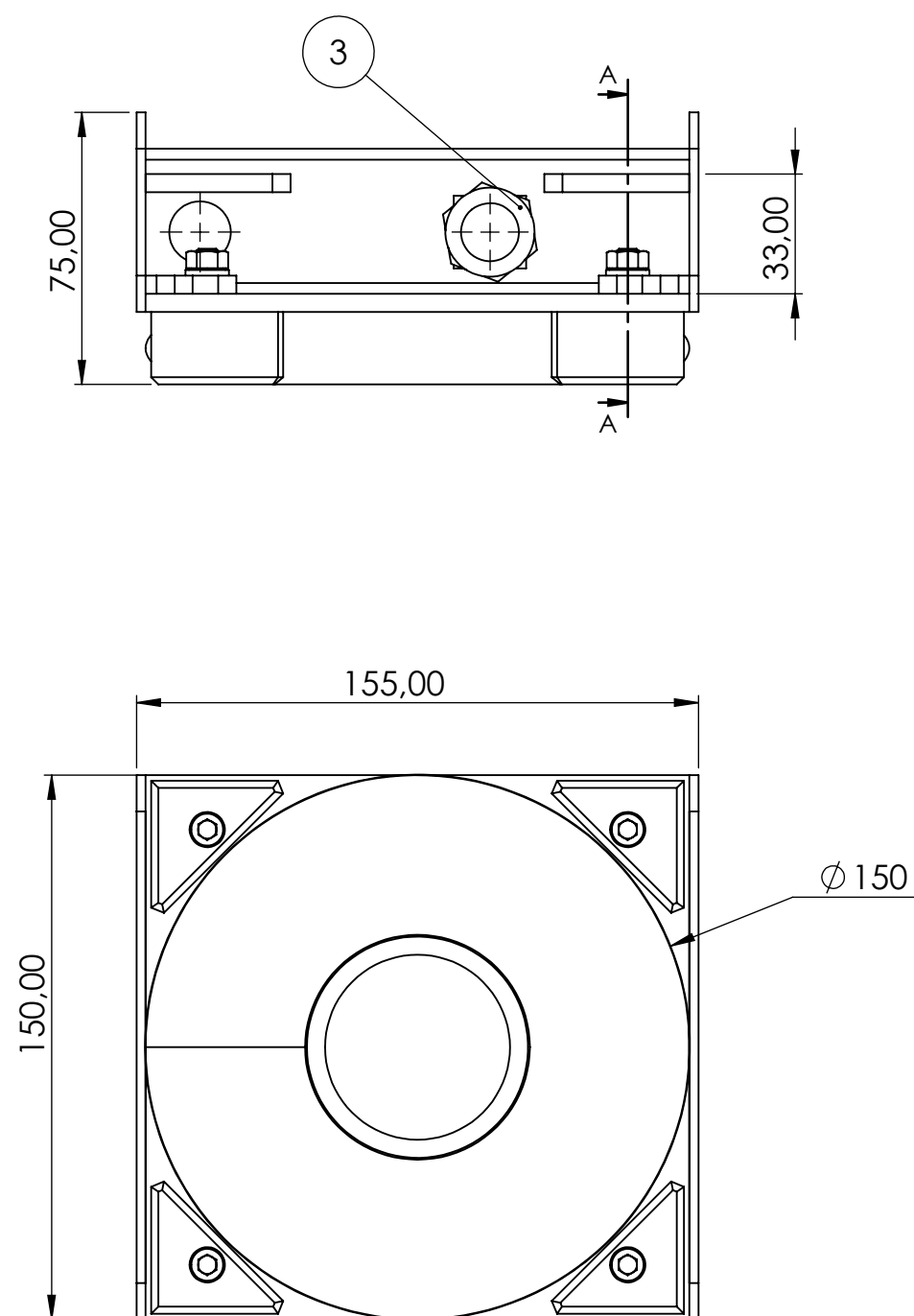
6	TUERCA	DIN 934 - M6 - W - N	COMERCIAL	4
5	ARANDELA	DIN 125 - M6.4	COMERCIAL	4
4	TORNILLO CABEZA CILINDRICA	DIN 912 M6 x 30 - 30N	COMERCIAL	4
3	RACOR CONECTOR	SMC KQG2H16-03	COMERCIAL	2
2	AIR CASTER 150	TFG.06.02	COMERCIAL	1
1	SOPORTE AIR CASTER FASE 1 F	TFG.06.01	1.0044 (S275JR)	1
Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	Nº DE PLANO	MATERIAL	CANTIDAD

	Fecha	Nombre	Tolerancias	UNIVERSIDAD DE CANTABRIA	
Diseñado por	24/01/2021	DRR	ISO 2768 mK		
Verificado por					
	Escala/Scale	MODULO DE CARGA FASE 1 F			TFG.06.00
	1:2				

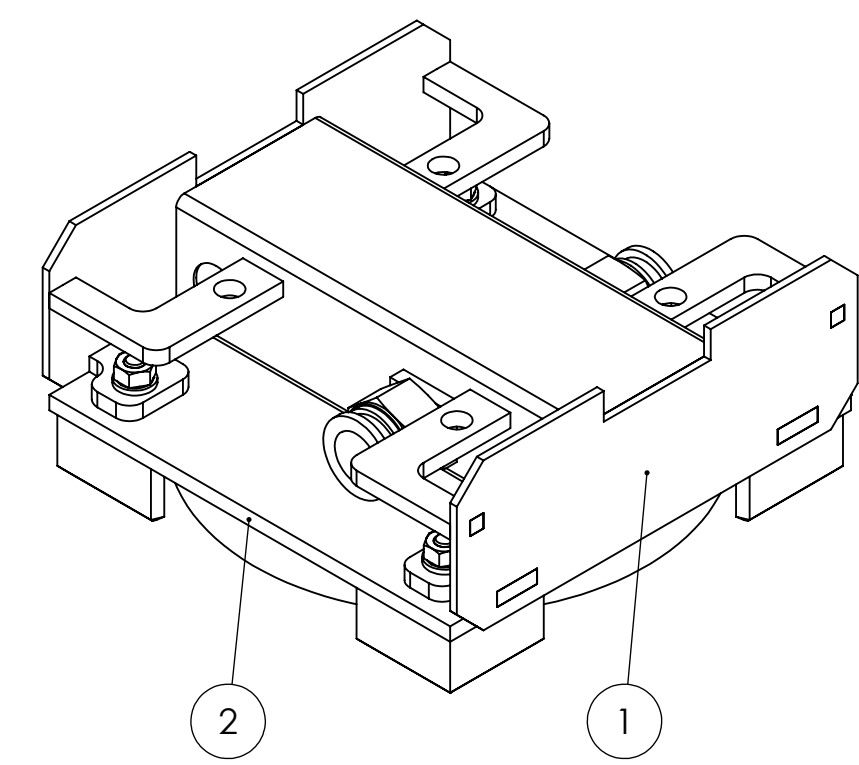


5	2	CHAPA	-
4	4	CHAPA	-
3	4	CHAPA	-
2	2	CHAPA 150x55x2,5	-
1	1	TUBO 55x40	150
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud

	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
<div></div>	Escala/Scale	SOPORTE AIR CASTER FASE 1 F		TFG.06.01
<div>1:2</div>				

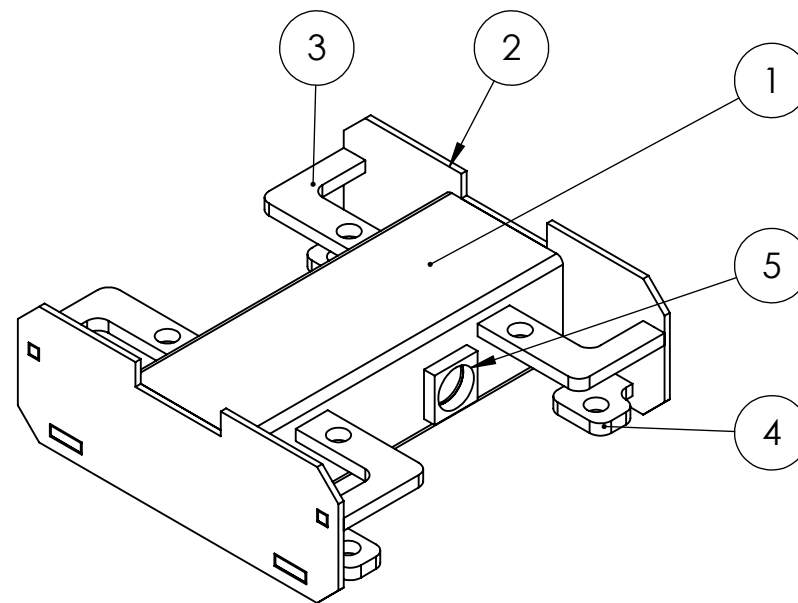
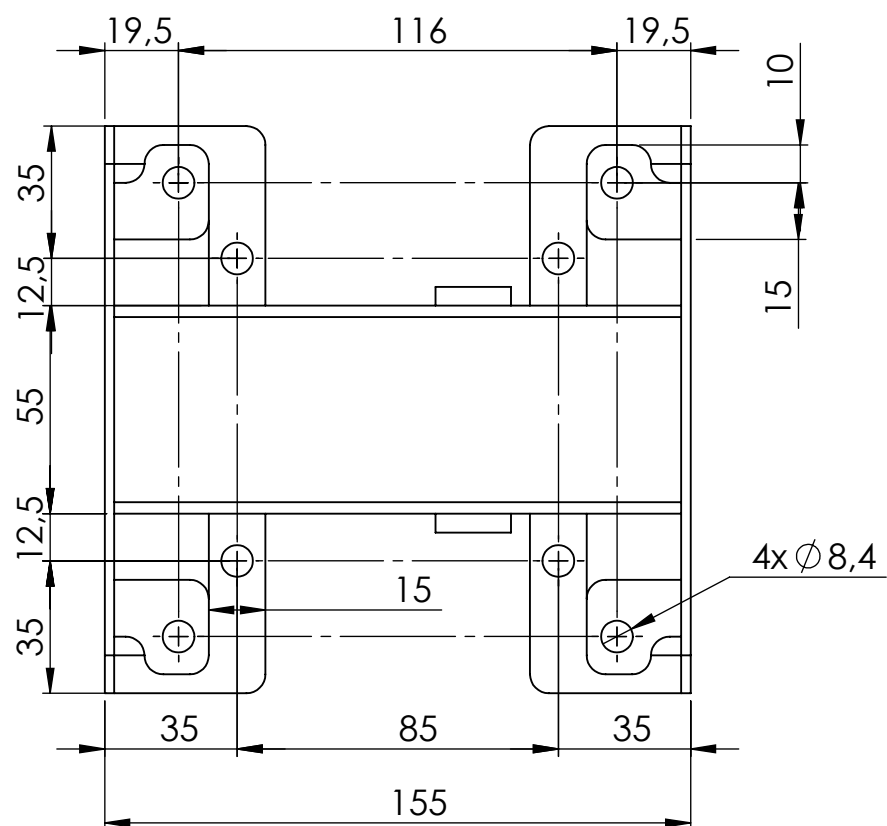
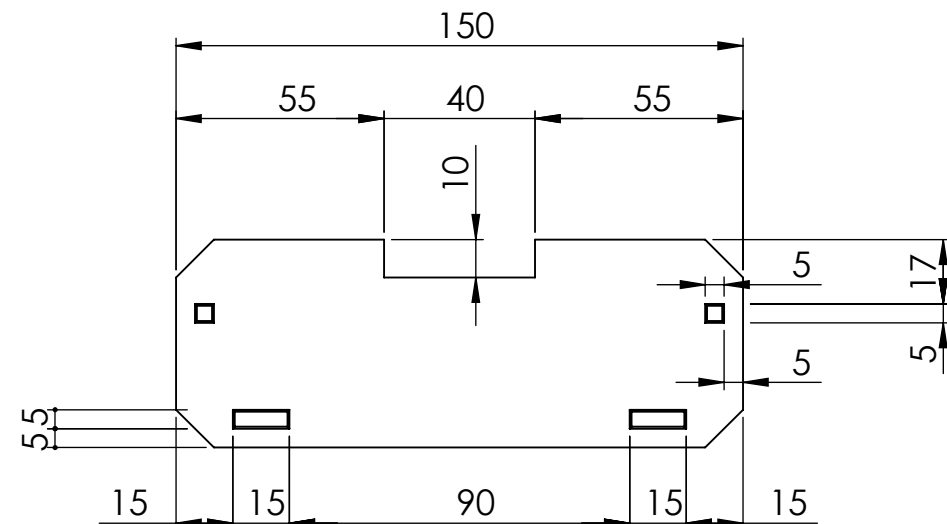
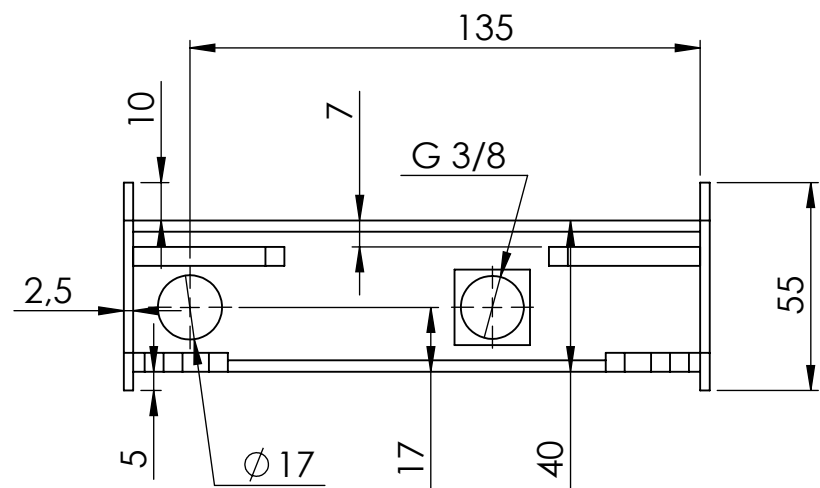


SECCIÓN A-A



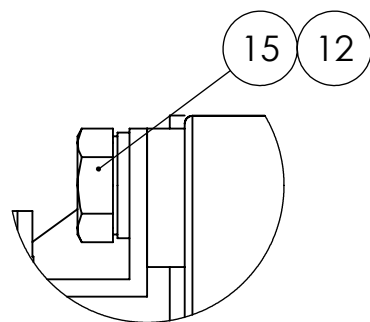
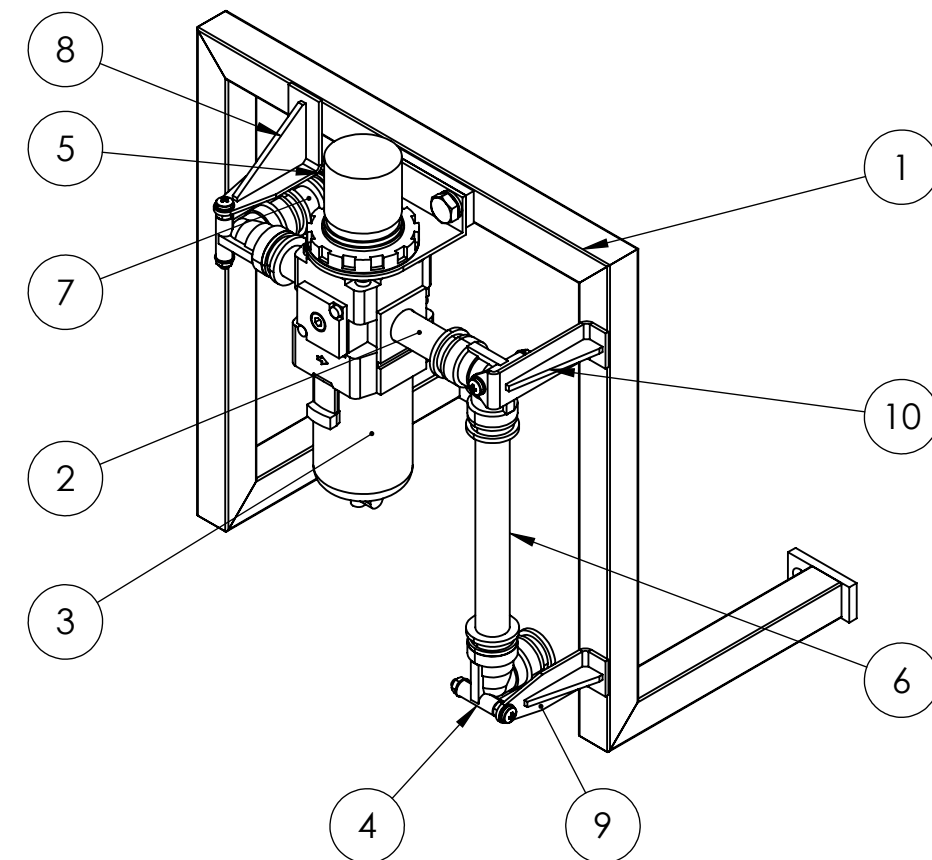
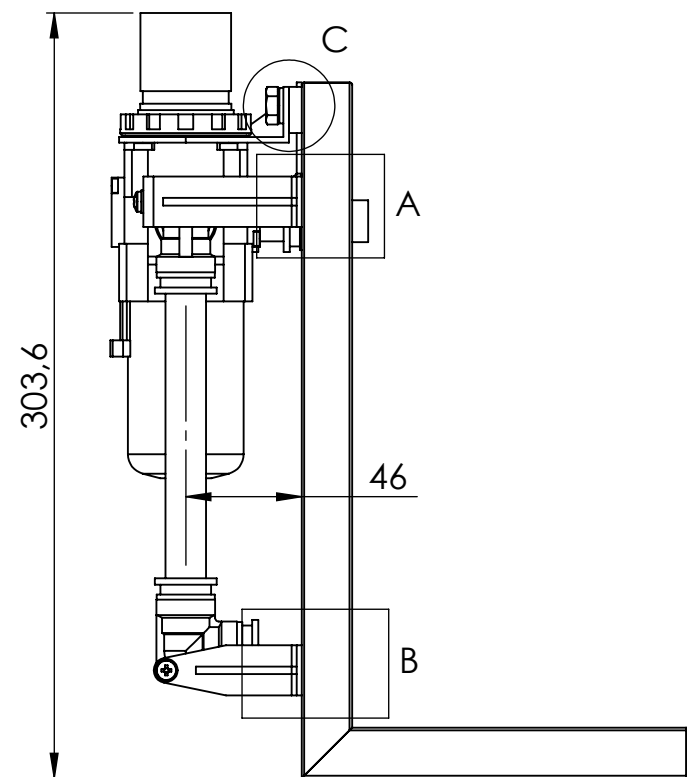
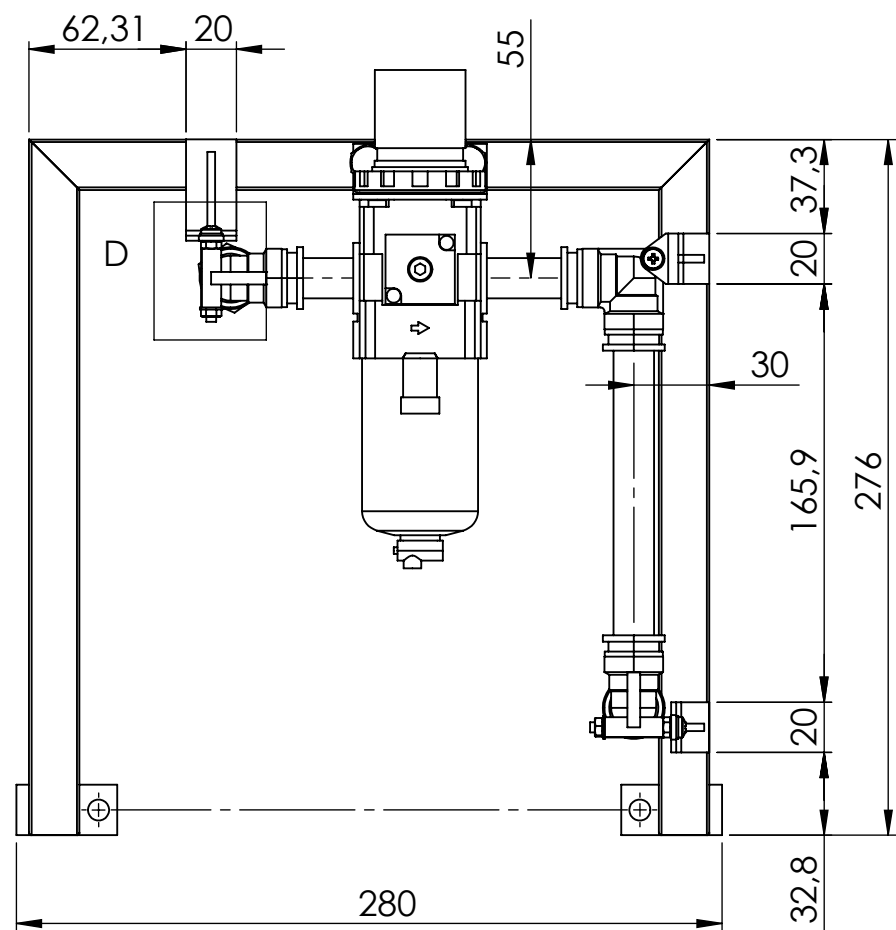
6	TUERCA	DIN 934 - M6 - W - N	COMERCIAL	4
5	ARANDELA	DIN 125 - M6.4	COMERCIAL	4
4	TORNILLO CABEZA CILINDRICA	DIN 912 M6 x 30 - 30N	COMERCIAL	4
3	RACOR CONECTOR	SMC KQG2H16-03	COMERCIAL	2
2	AIR CASTER 150	TFG.06.02	COMERCIAL	1
1	SOPORTE AIR CASTER FASE 1 F	TFG.07.01	1.0044 (S275JR)	1
Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	Nº DE PLANO	MATERIAL	CANTIDAD

	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div>
Diseñado por	24/01/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale	MODULO DE CARGA FASE 1 B		TFG.07.00
	1:2			

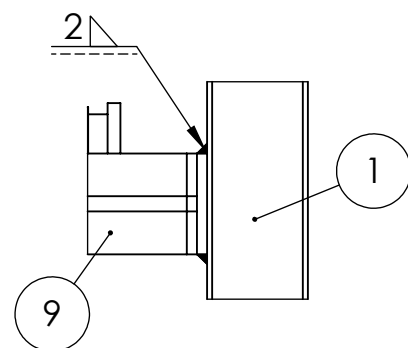


5	2	CHAPA	-
4	4	CHAPA	-
3	4	CHAPA	-
2	2	CHAPA 150x55x2,5	-
1	1	TUBO 55x40	150
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud

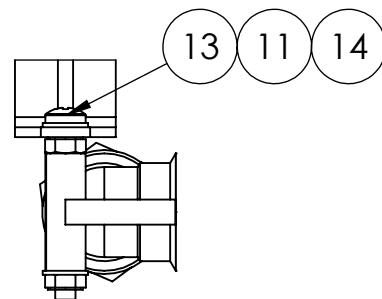
	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div><div>UC</div><div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div></div>
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
<div></div>	Escala/Scale	SOPORTE AIR CASTER FASE 2 B		TFG.07.01
	1:2			



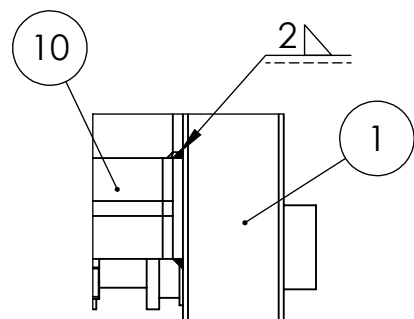
DETALLE C
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 2 : 3



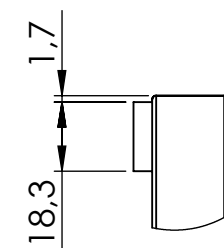
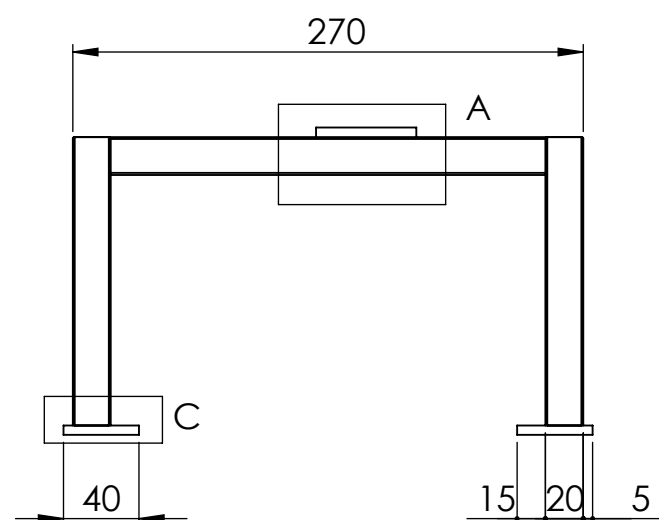
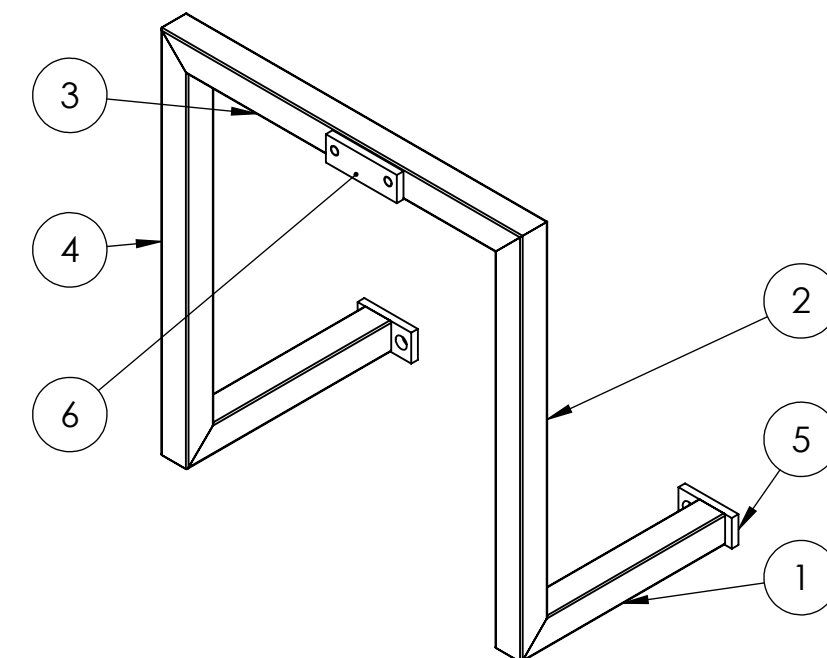
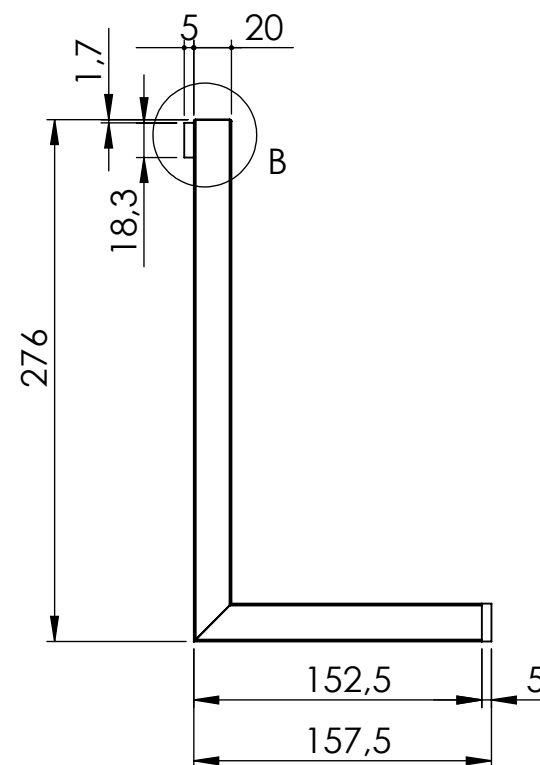
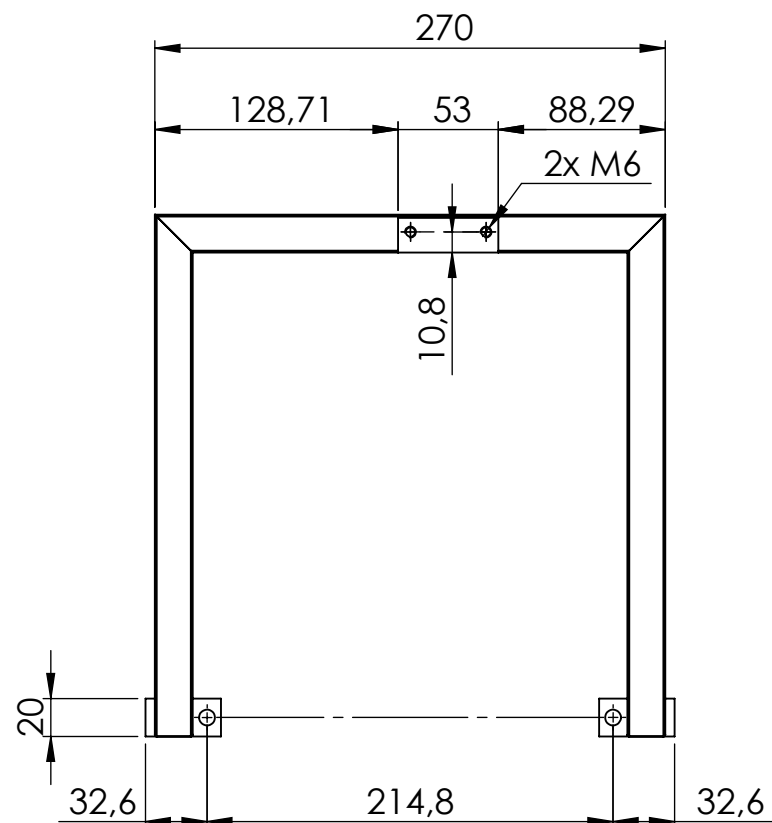
DETALLE D
ESCALA 2 : 3



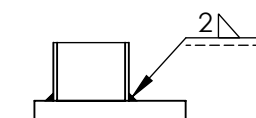
DETALLE A
ESCALA 2 : 3

15	TORNILLO	DIN 933 - M8x1 x 16-N	COMERCIAL	2
14	TUERCA	DIN 934 - M4 - W - N	COMERCIAL	3
13	TORNILLO CABEZA AMOLADA	DIN 7985 - M4 x 35 - Z - 35N	COMERCIAL	3
12	ARANDELA	DIN 125 - M 7.4	COMERCIAL	2
11	ARANDELA	DIN 125 - M 4.3	COMERCIAL	6
10	SOPORTE RACOR 3	TFG.08.06	1.0044 (S275JR)	1
9	SOPORTE RACOR 2	TFG.08.05	1.0044 (S275JR)	1
8	SOPORTE RACOR 1	TFG.08.04	1.0044 (S275JR)	1
7	TUBO	TFG.08.03	COMERCIAL	1
6	TUBO	TFG.08.02	COMERCIAL	1
5	RACOR CONECTOR	SMC KQG2H16-03	COMERCIAL	1
4	RACOR CODO	SMC KQG2L16_00	COMERCIAL	3
3	FILTRO-REGULADOR	SMC AW30-F03B-B	COMERCIAL	1
2	TUBO	TFG.03.20	COMERCIAL	2
1	SOPORTE FILTRO REGULADOR	TFG.08.01	1.0044 (S275JR)	1
Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	Nº DE PLANO	MATERIAL	CANTIDAD

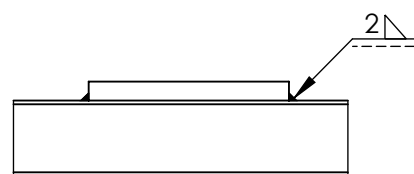
	Fecha	Nombre	Tolerancias	 
Diseñado por	24/01/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale	ESTRUCTURA ACOMETIDA		TFG.08.00
	1:3			



DETALLE B
ESCALA 1 : 2



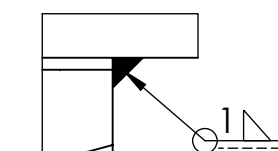
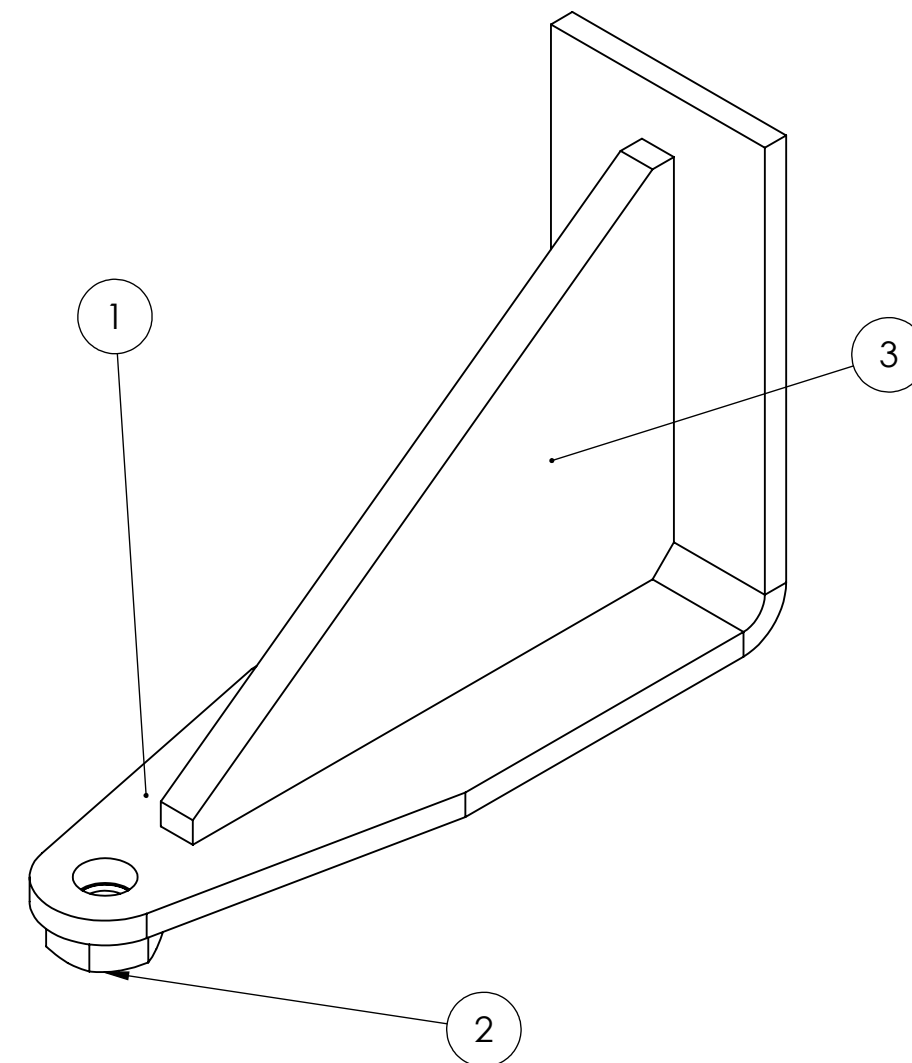
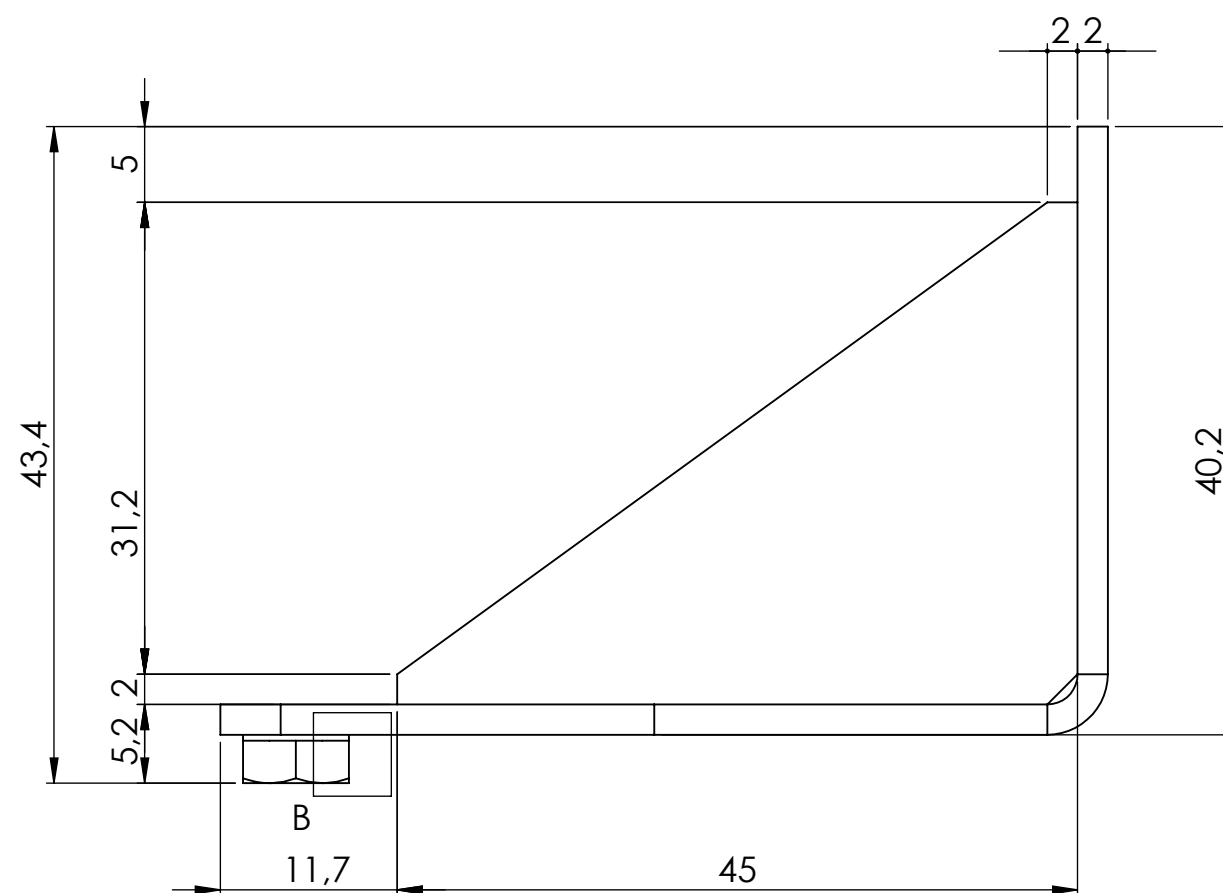
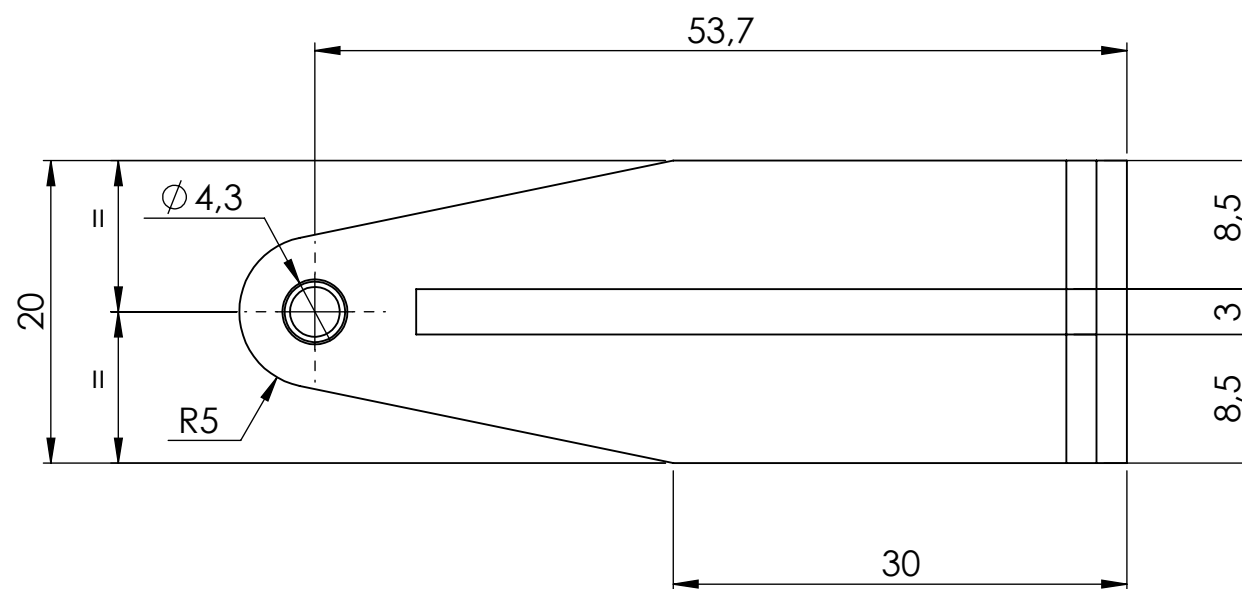
DETALLE C
ESCALA 1 : 2



DETALLE A
ESCALA 1 : 2

6	1	CHAPA 40x20x5	-
5	2	CHAPA 53x18,3x5	-
4	1	TUBO 20x20x1	276
3	1	TUBO 20x20x1	270
2	1	TUBO 20x20x1	276
1	2	TUBO 20x20x1	152.5
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud

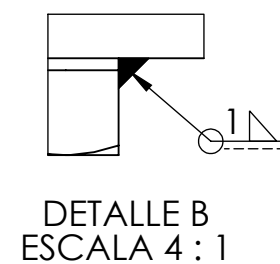
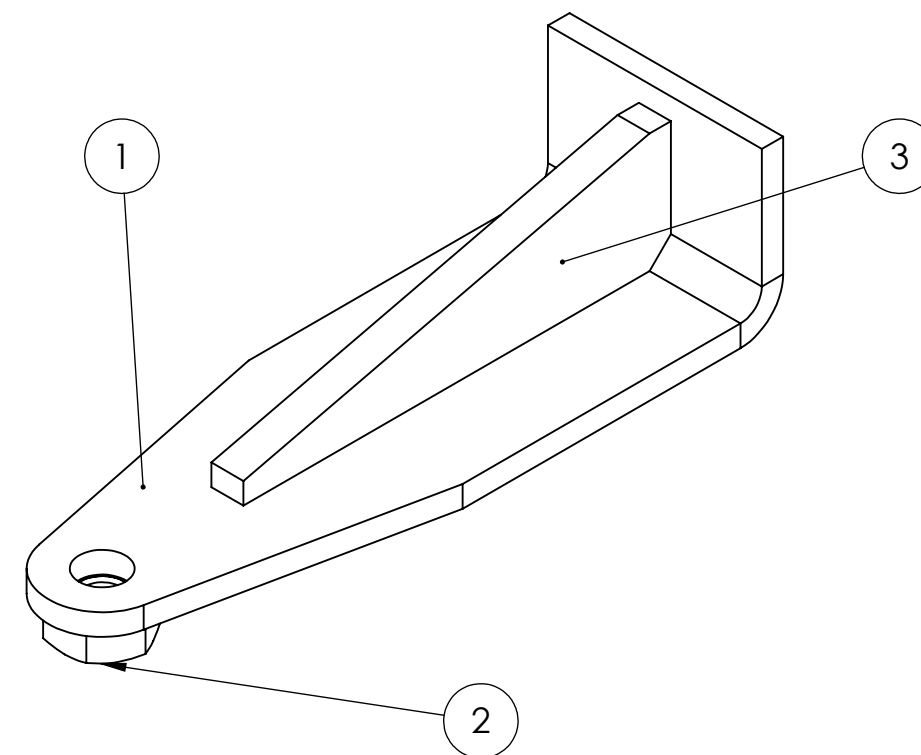
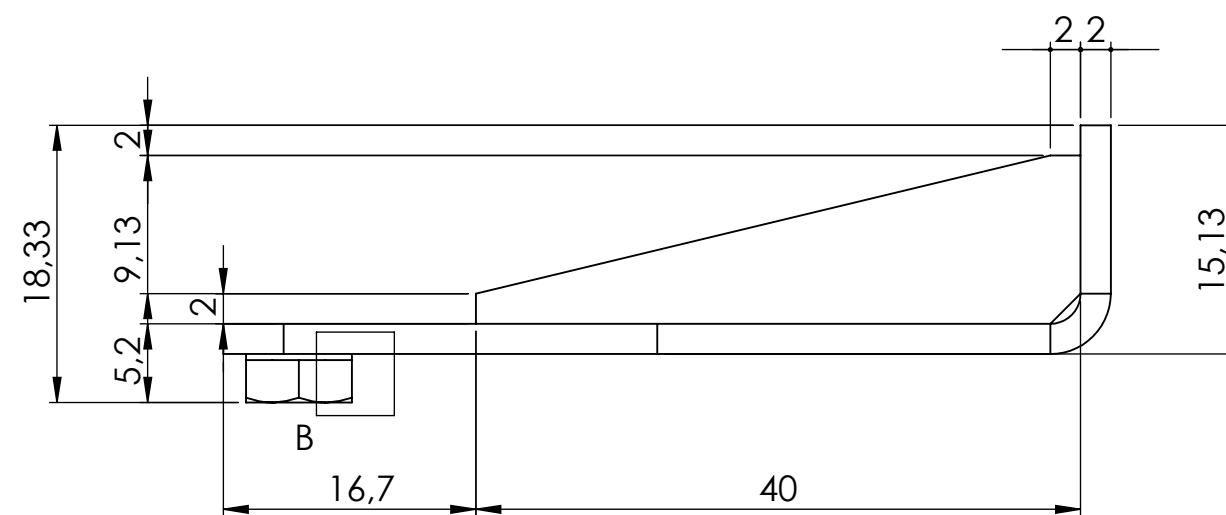
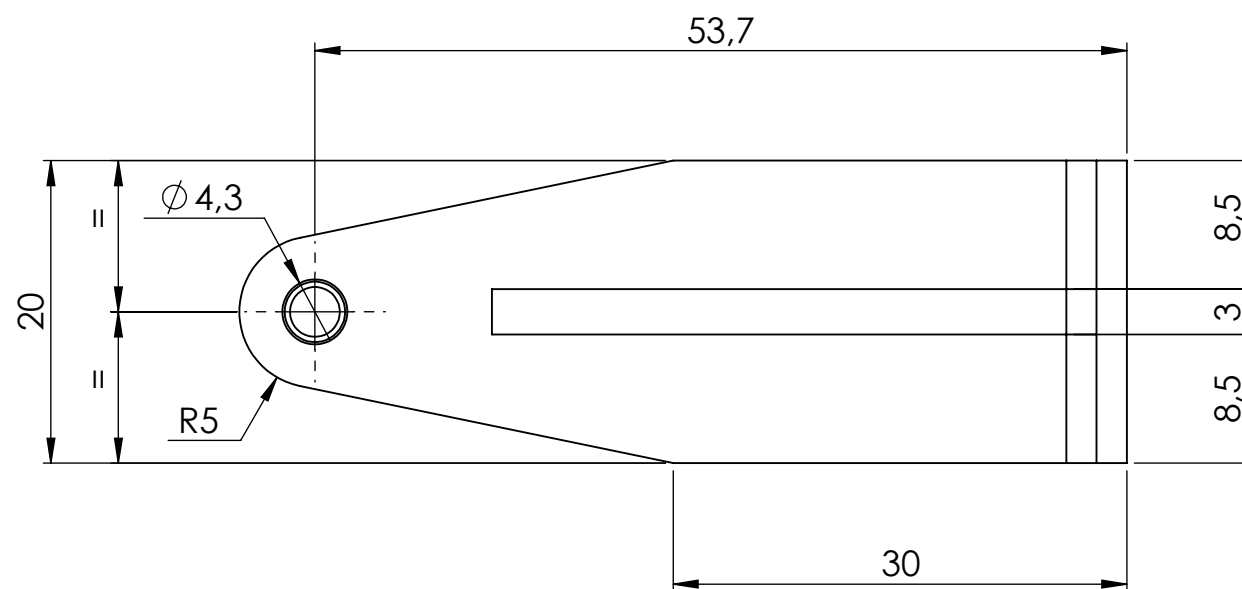
	Fecha	Nombre	Tolerancias	UNIVERSIDAD DE CANTABRIA	
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK		
Verificado por					
	Escala/Scale	SOPORTE FILTRO REGULADOR			TFG.08.01
	1:4				



DETALLE B
ESCALA 4 : 1

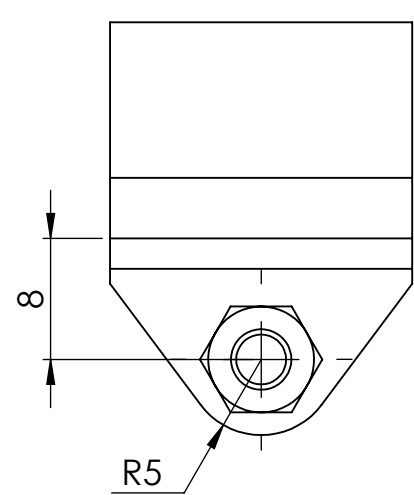
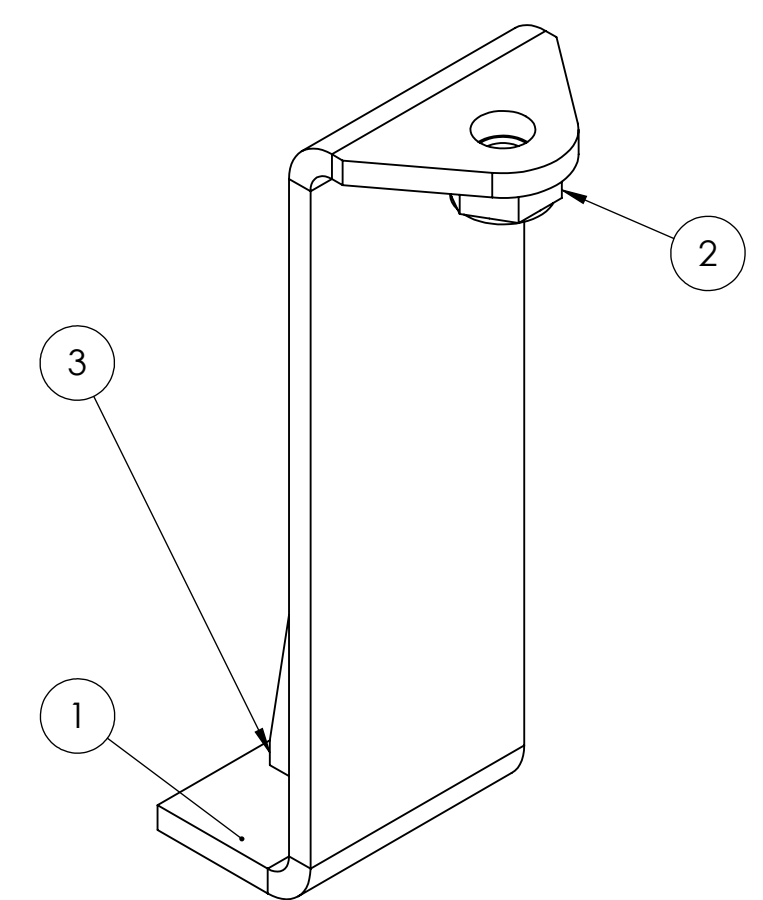
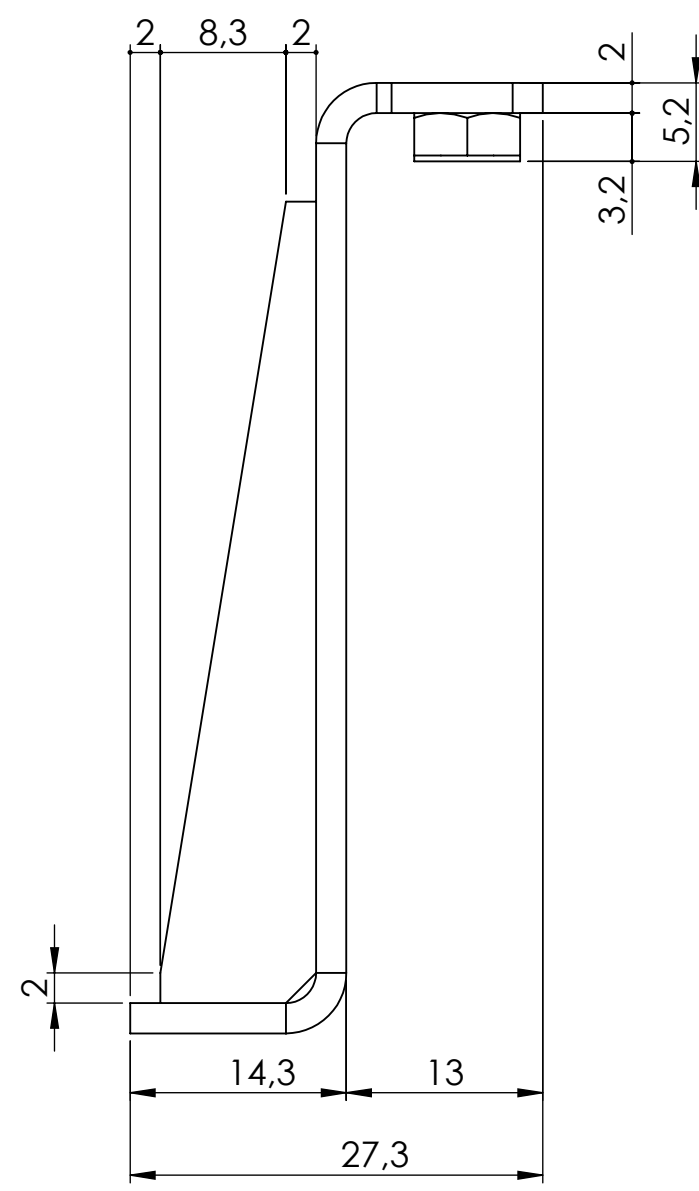
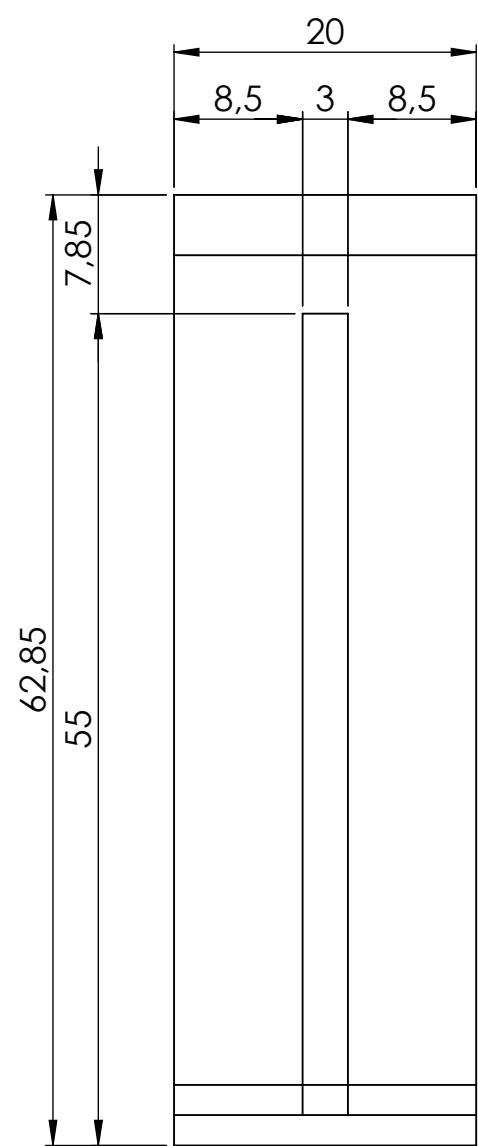
3	1	CHAPA
2	1	TUERCA DIN 934
1	1	CHAPA PLEGADA
Nº de elemento	Cantidad	Descripción

	Fecha	Nombre	Tolerancias	UNIVERSIDAD DE CANTABRIA	
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK		
Verificado por					
	Escala/Scale	SOPORTE RACOR 1			TFG.08.04
	2:1				



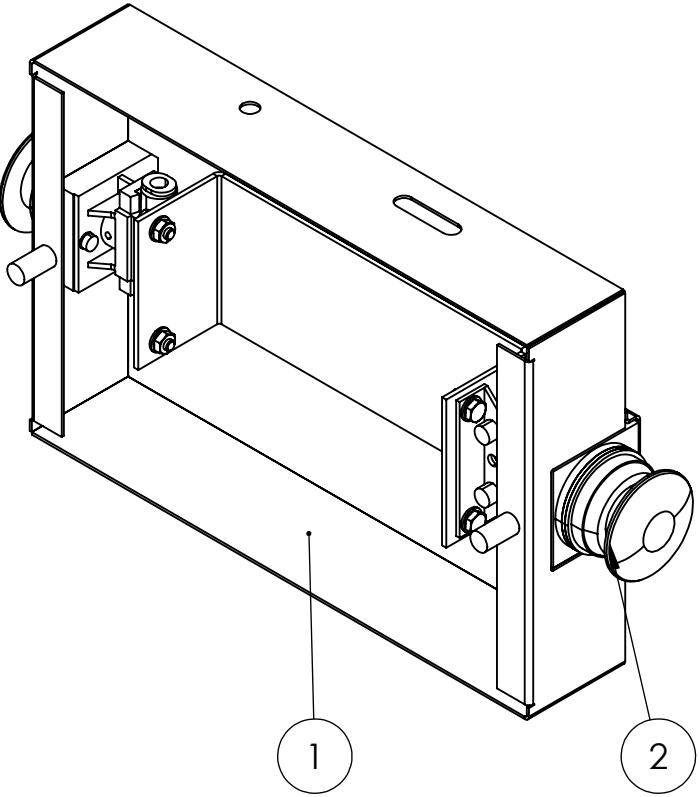
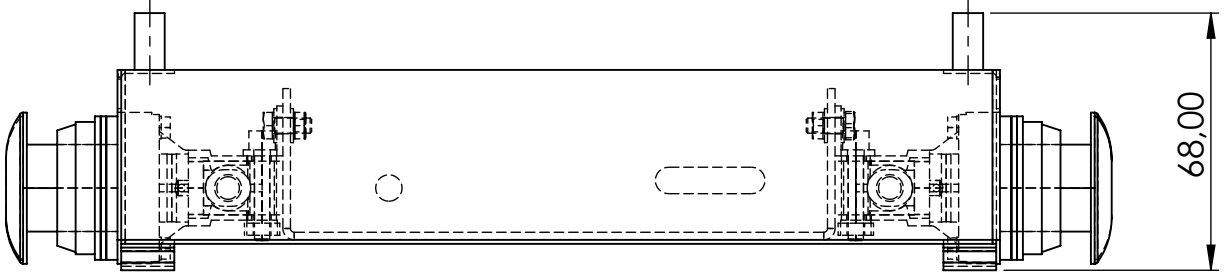
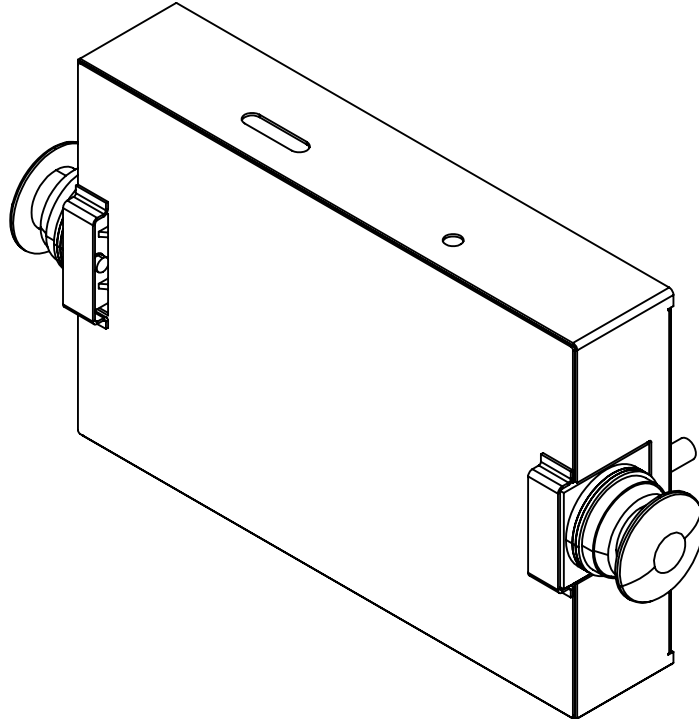
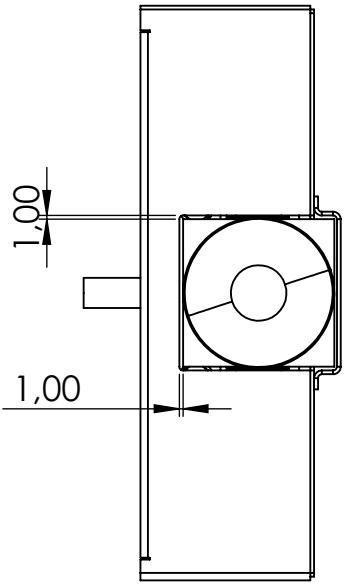
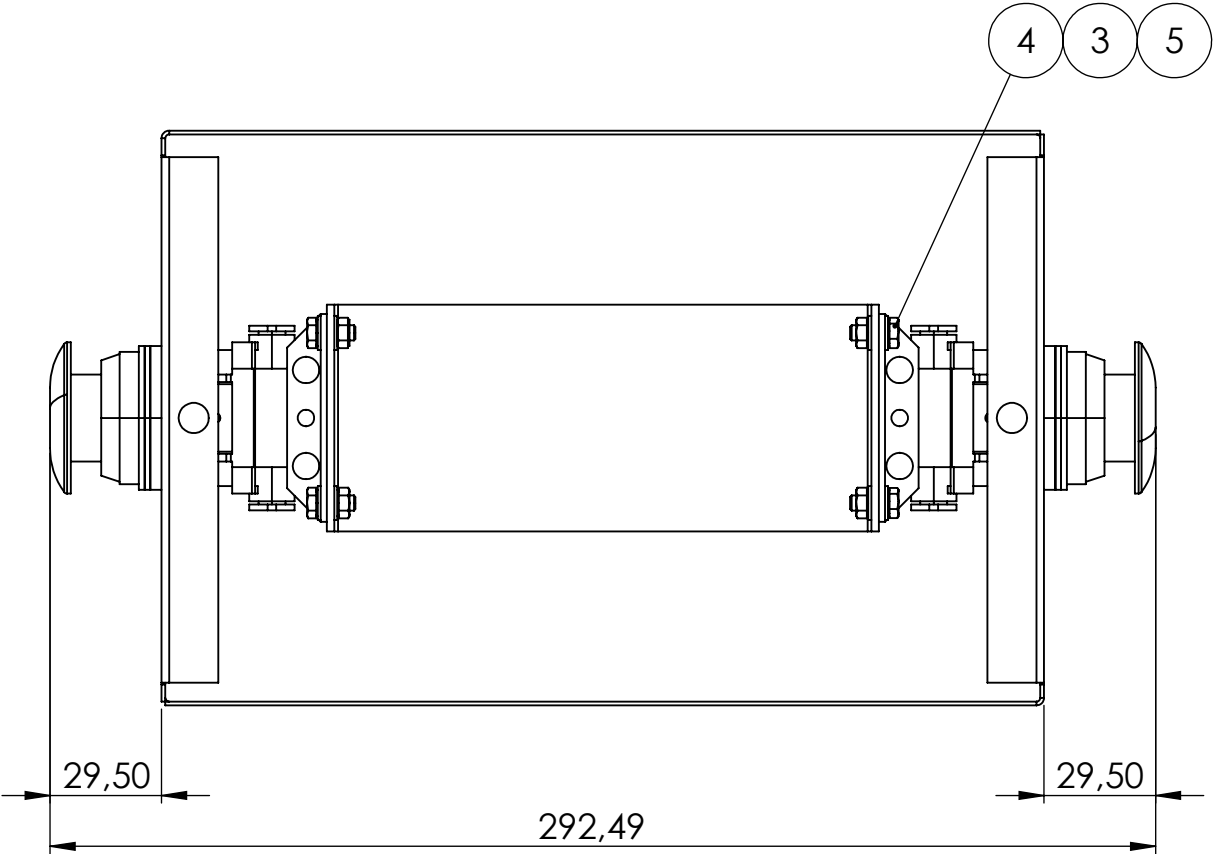
3	1	CHAPA
2	1	TUERCA DIN 934
1	1	CHAPA PLEGADA
Nº de elemento	Cantidad	Descripción

	Fecha	Nombre	Tolerancias	 
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale	SOPORTE RACOR 2		TFG.08.05
	2:1			



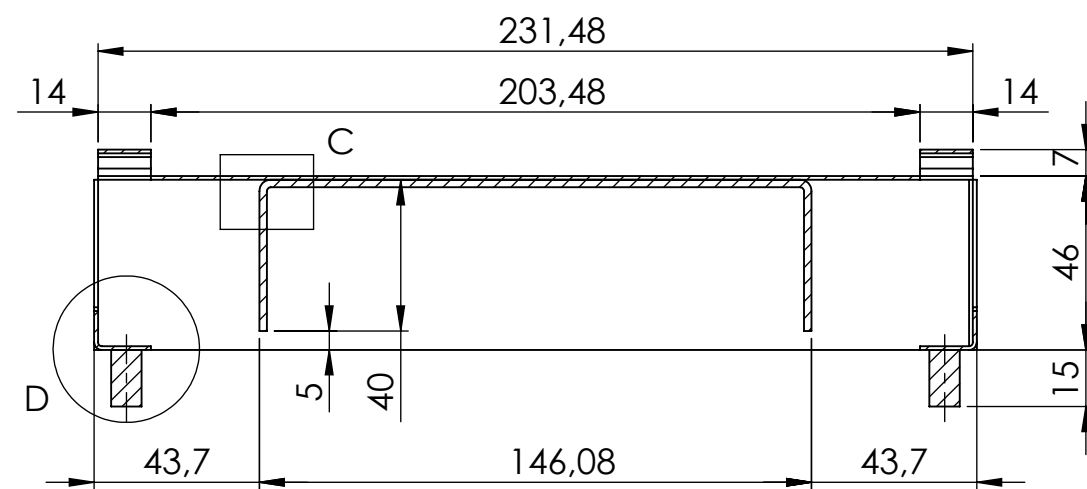
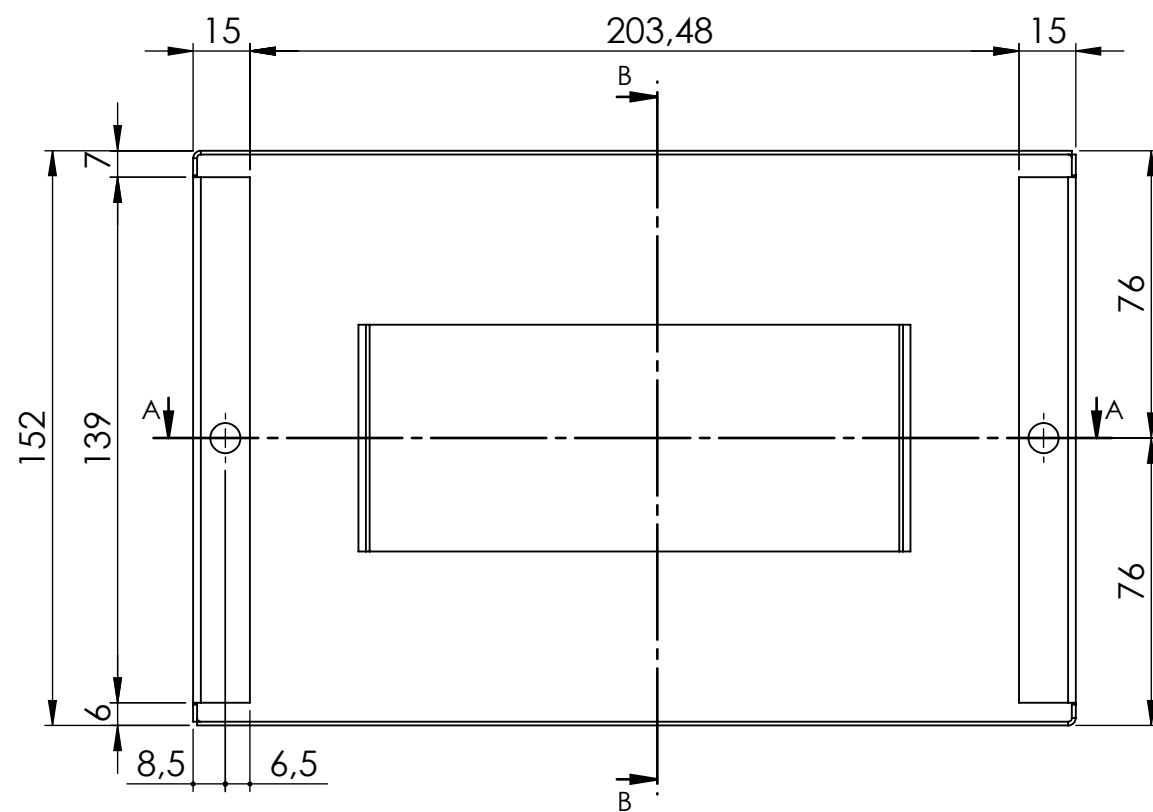
3	1	CHAPA
2	1	TUERCA DIN 934
1	1	CHAPA PLEGADA
Nº de elemento	Cantidad	Descripción

	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div>UC</div> <div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div>
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale	SOPORTE RACOR 3		TFG.08.06
	2:1			

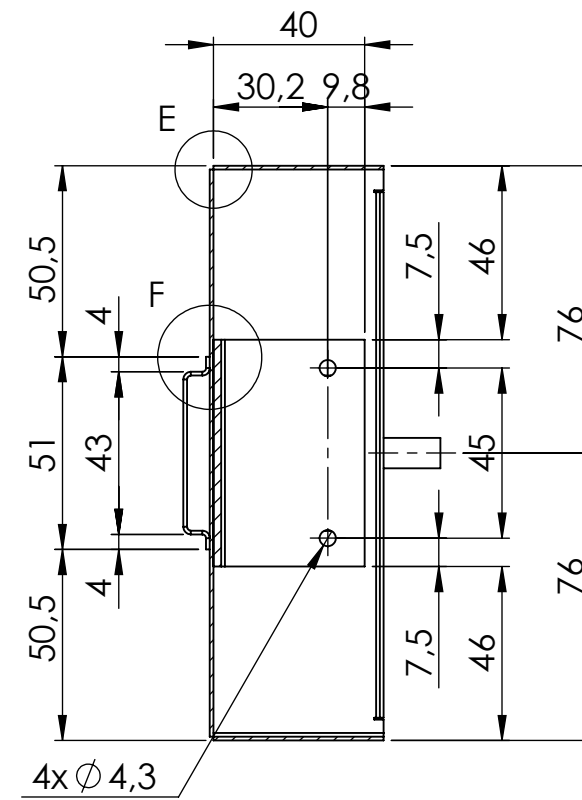
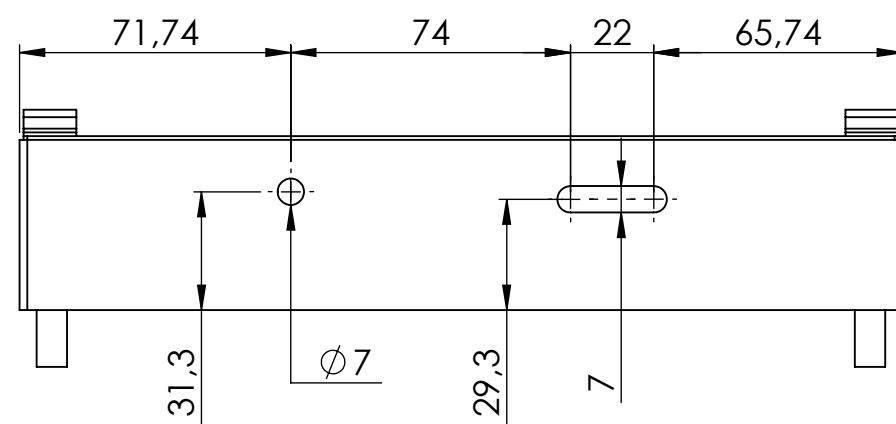


5	TORNILLO M4	DIN 934 - M4 - W - N	COMERCIAL	4
4	TUERCA M4	DIN 933 - M4 x 10-N	COMERCIAL	4
3	ARANDELA M4.3	DIN 125 - A 4.3	COMERCIAL	8
2	VÁLVULA MONOESTABLE 2/3	SMC VM131F_06_30R_B_0_	COMERCIAL	2
1	CAJA DE CONTROLES	TFG.09.01	1.0044 (S275JR)	1
Nº DE EMENETO	DESCRIPCIÓN	N.º DE PLANO	MATERIAL	CANTIDAD

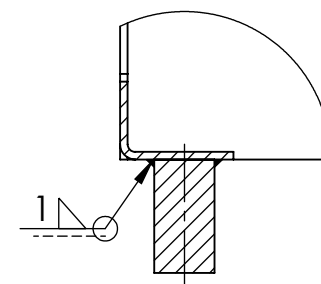
	Fecha	Nombre	Tolerancias	
Diseñado por	23/01/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale	CONTROLES		TFG.09.00
	1:2			



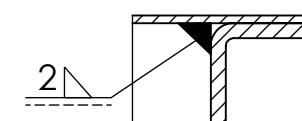
SECCIÓN A-A



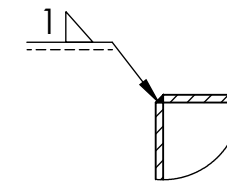
SECCIÓN B-B



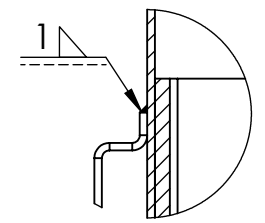
DETALLE D
ESCALA 1 : 1



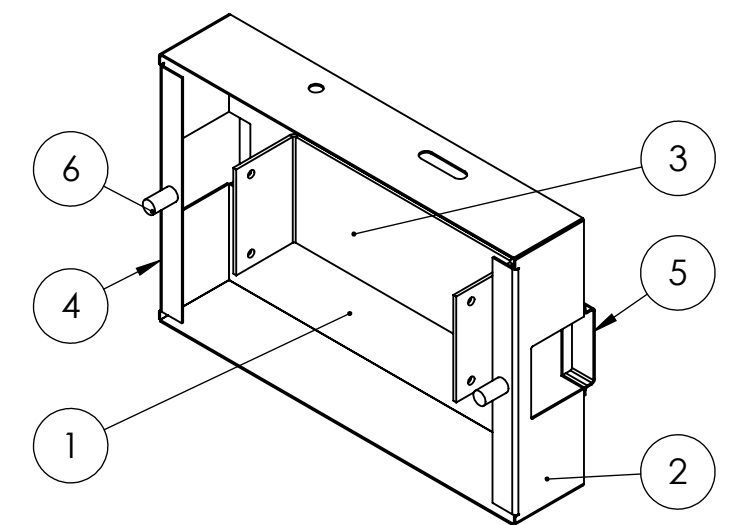
DETALLE C
ESCALA 1 : 1



DETALLE E
ESCALA 1 : 1

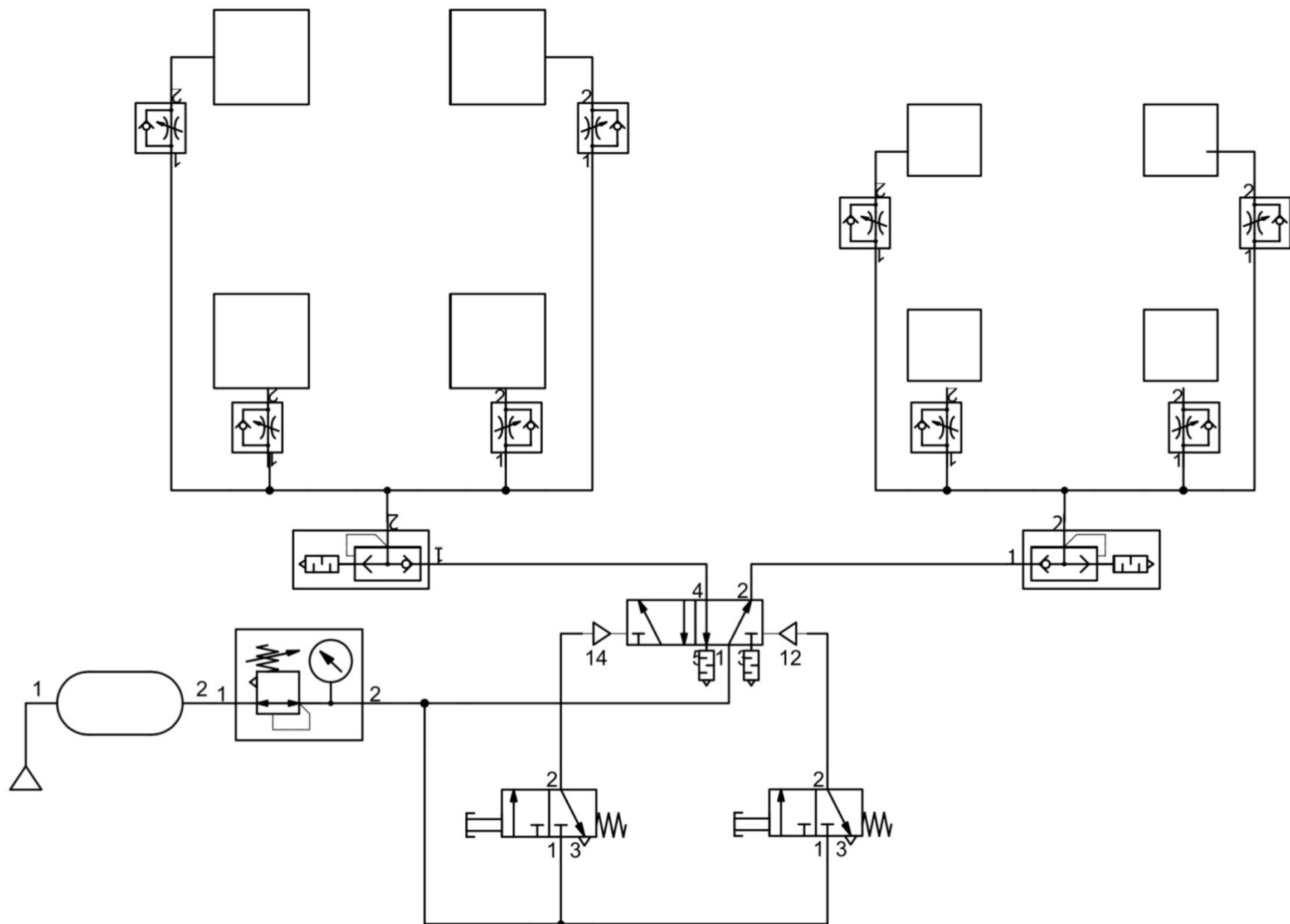


DETALLE F
ESCALA 1 : 1

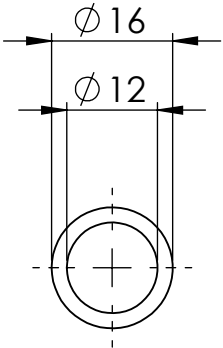
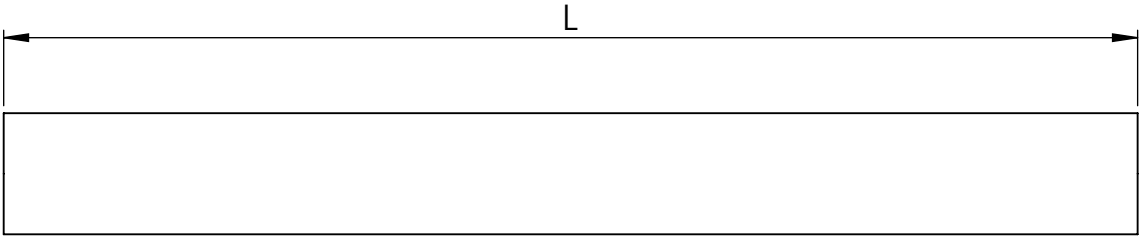
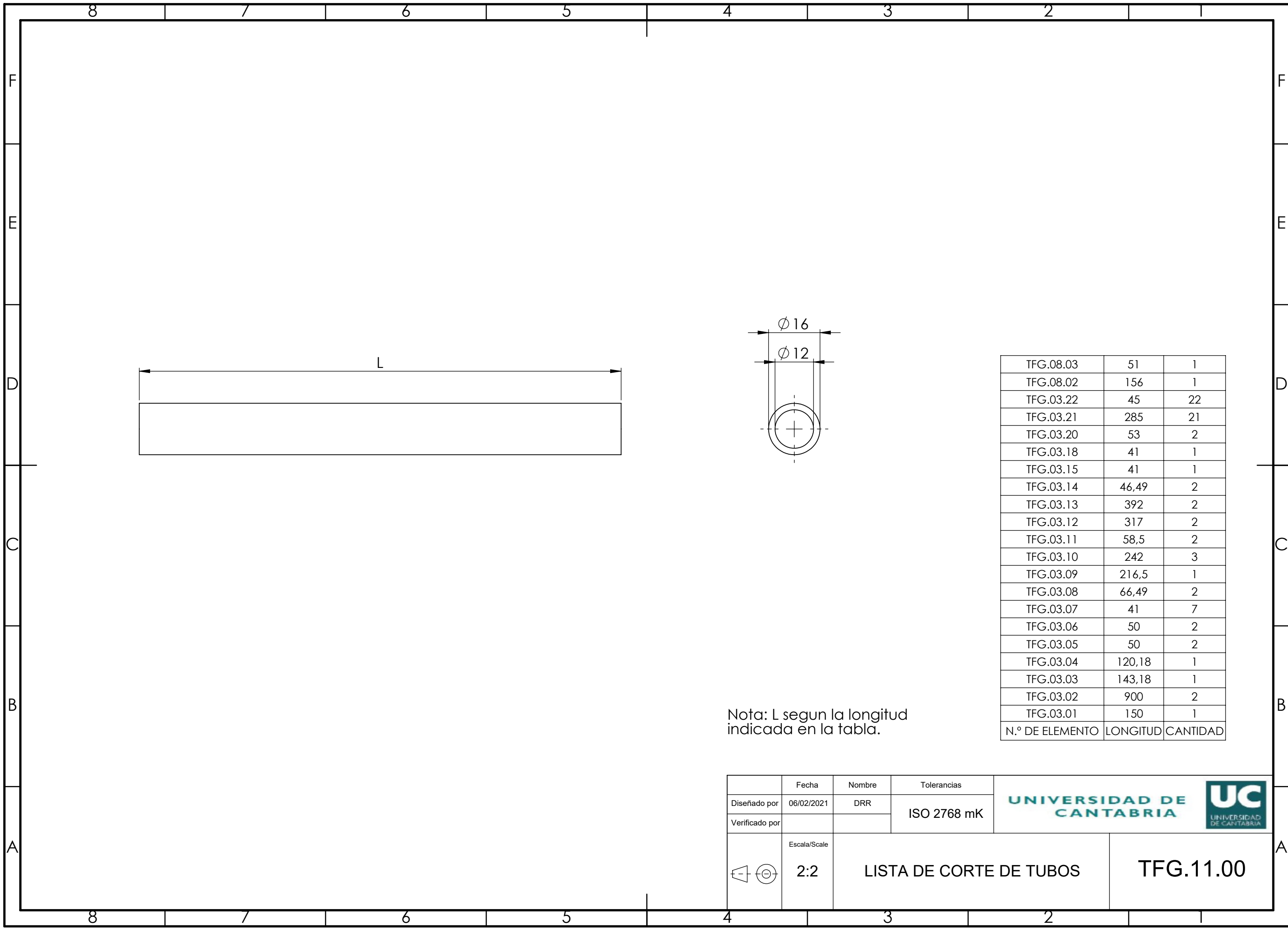


6	2	VARILLA ROSCADA
5	2	CHAPA PLEGADA
4	1	CHAPA PLEGADA
3	1	CHAPA PLEGADA
2	1	CHAPA PLEGADA
1	1	CHAPA PLEGADA
Nº de elemento	Cantidad	Descripción

	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	07/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
	Escala/Scale			
	1:2	CAJA DE CONTROLES		TFG.09.01


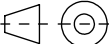


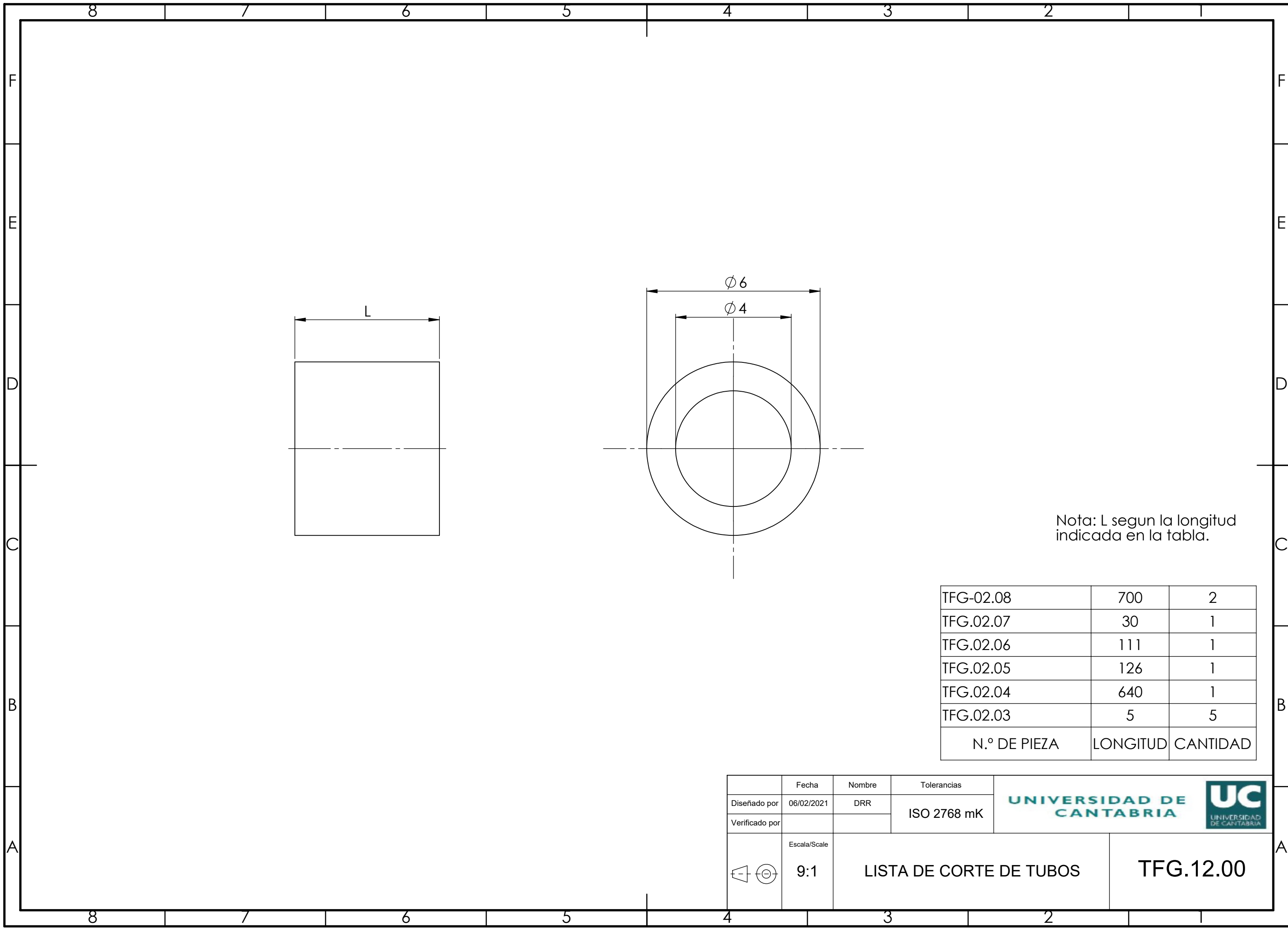
	Fecha	Nombre	Tolerancias	UNIVERSIDAD DE CANTABRIA	
Diseñado por	02/02/2021	DRR	ISO 2768 mK		
Verificado por					
	Escala/Scale	CIRCUITO NEUMÁTICO			TFG.10.00
1:2					



TFG.08.03	51	1
TFG.08.02	156	1
TFG.03.22	45	22
TFG.03.21	285	21
TFG.03.20	53	2
TFG.03.18	41	1
TFG.03.15	41	1
TFG.03.14	46,49	2
TFG.03.13	392	2
TFG.03.12	317	2
TFG.03.11	58,5	2
TFG.03.10	242	3
TFG.03.09	216,5	1
TFG.03.08	66,49	2
TFG.03.07	41	7
TFG.03.06	50	2
TFG.03.05	50	2
TFG.03.04	120,18	1
TFG.03.03	143,18	1
TFG.03.02	900	2
TFG.03.01	150	1
N.º DE ELEMENTO	LONGITUD	CANTIDAD


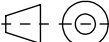
Nota: L segun la longitud
indicada en la tabla.

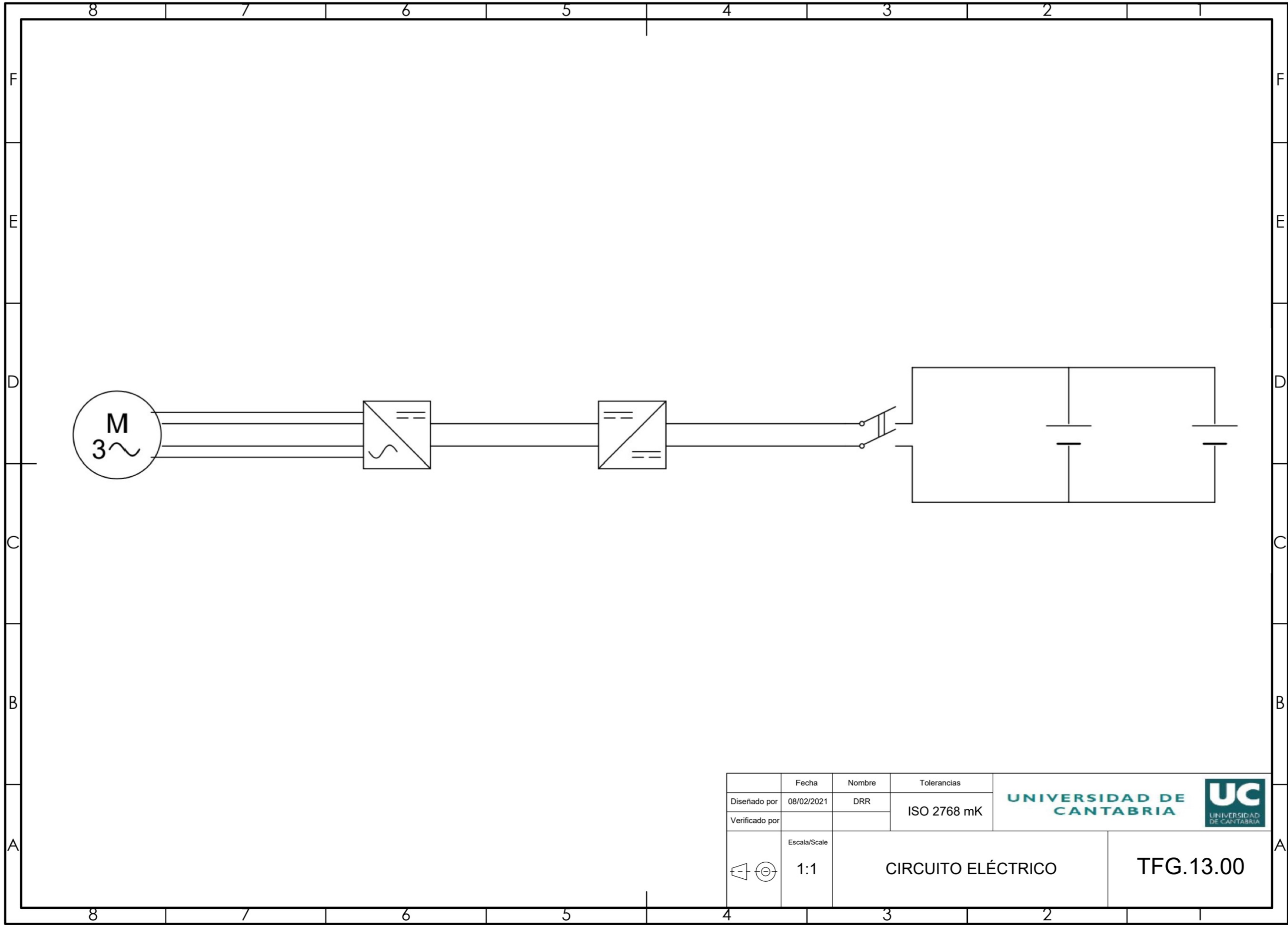
	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	06/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
<div></div>	Escala/Scale	LISTA DE CORTE DE TUBOS		TFG.11.00
	2:2			



Nota: L segun la longitud indicada en la tabla.

TFG-02.08	700	2
TFG.02.07	30	1
TFG.02.06	111	1
TFG.02.05	126	1
TFG.02.04	640	1
TFG.02.03	5	5
N.º DE PIEZA	LONGITUD	CANTIDAD

	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div></div>
Diseñado por	06/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
<div></div>	Escala/Scale	LISTA DE CORTE DE TUBOS		TFG.12.00
	9:1			



	Fecha	Nombre	Tolerancias	<div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div> <div>UC</div> <div>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</div>
Diseñado por	08/02/2021	DRR	ISO 2768 mK	
Verificado por				
<div>≡ ⊕</div>	Escala/Scale	CIRCUITO ELÉCTRICO		TFG.13.00
	1:1			

DOCUMENTO N°4:
PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

1 ALCANCE	152
2 ESPECIFICACIONES GENERALES	152
3 REQUISITOS ESPECÍFICOS.....	152
4 OPERATIVA	152
4.1 CARGA.....	153
4.2 DESCARGA	154
5 SUPERFICIES DE OPERACIÓN	154
6 REQUISITOS COMPONENTES ELÉCTRICOS	155
7 DOCUMENTACIÓN.....	156
7.1 RECEPCIÓN DE DOCUMENTACIÓN	156
8 PERIODO DE GARANTÍA	157
9 CONDICIONES DE SUBCONTRATACIÓN.....	157
9.1 PROCESO	157
9.2 CONDICIONES.....	158
9.3 SUMINISTRO	158
9.4 INSPECCIÓN.....	158
9.5 PENALIZACIONES	159
9.6 FACTURACIÓN.....	159

1 ALCANCE

El presente documento recoge las especificaciones, límites técnicos y operativos de la transpaleta de colchones de aire, así como una breve descripción de su operación con seguridad, no ha de ser tomado en ningún caso como un manual para el operario.

El suministro de materiales y subcontratas, también se realizarán según las condiciones dispuestas en este documento. Además de las formas de pago, plazos de envío y documentación aportada al cliente.

2 ESPECIFICACIONES GENERALES

La transpaleta de colchones de aire, objeto de este proyecto, moverá, usando la tecnología de generación de lámina de aire, pallets estándar europeos en almacenes y fábricas techados. Las superficies de deslizamiento en las que opere han cumplir con lo dispuesto en el presente documento.

3 REQUISITOS ESPECÍFICOS

- Peso máximo de la carga a trasladar: 1500Kg contando con el peso propio del pallet.
- Dimensiones del pallet a desplazar: según lo dispuesto en la norma DIN EN 13698-1.
- Presión máxima de entrada: 10 bar.
- Caudal mínimo de alimentación: 413 l/min.
- Niveles de ruido: deben estar por debajo de 85dBA. Algunas condiciones del suelo pueden provocar niveles de ruido excesivos.

4 OPERATIVA

El sistema se traslada mediante el uso de la tecnología air caster, tanto con la transpaleta descargada como cargada.

- La transpaleta descargada hace uso del juego de cuatro air caster con bolsa toroide de $\varnothing 150$ mm, elevando la tara de esta. No se han de usar estos air caster para el traslado de carga adicional.
- El sistema cargado hace uso de cuatro air casters de $\varnothing 150$ mm, es capaz de elevar una carga útil máxima de 1500 Kg, consumiendo un caudal de 413 l/min a una presión manométrica necesaria de 1,5 bar.

4.1 CARGA

El inflado de los air caster para la elevación de la carga y su posterior traslado han de llevarse a cabo según lo descrito en este apartado.

Se ha de aumentar la presión gradualmente en los air caster, girando uniformemente la válvula de regulación de presión de la acometida, hasta que la presión llegue a la mitad de lo deseado. Se ha de revisar que los cuatros air caster están en contacto con el suelo. Se continúa aumentando la presión gradualmente hasta que se oiga cómo el aire escapa por debajo de los air caster. Se ha de prestar especial atención a la flexiones que se pueden originar en el chasis, por una carga descentrada o un air caster con menos presión que los demás; todos los módulos de carga han de estar paralelos al suelo.

Se continúa aumentado en pequeños incrementos la presión, hasta que se oiga de nuevo el soplido del aire y la transpaleta comience a flotar de forma nivelada, respondiendo al empujón del operario. Para lograr una flotación nivelada, se ha de aumentar o disminuir el flujo con la válvula correspondiente al air caster afectado. Existen tres formas de determinar la regulación adecuada, según la Tabla 47.

Tabla 47 Regulación

OBSERVACIÓN	CAUSA	ACCIÓN DEL OPERARIO
En la altura de elevación el aire no escapa, el air caster rechina	Poca presión o flujo de aire	Aumentar el flujo de aire del módulo afectado
Altura de elevación nominal; la fricción se reduce y la carga comienza a flotar; se empieza a ver como escapa el aire	Presión/flujo de aire ideales.	-

OBSERVACIÓN	CAUSA	ACCIÓN DEL OPERARIO
Escape excesivo de aire, la carga esta rebotando o vibrando	Exceso de presión/flujo de aire	Reducir el flujo de aire del módulo afectado

4.2 DESCARGA

Al llegar al destino, la transpaleta ha de estar totalmente parada antes de cortar el suministro de aire, puesto que la carga se puede desplazar durante el apagado o pérdida de suministro de aire. No se debe cortar el flujo de aire mientras la transpaleta esté en movimiento, a menos que haya una emergencia.

Para apagar el sistema se ha de cerrar la válvula del filtro regulador dispuesta en la salida del depósito acumulador. Los air caster se deshincharán y la carga descenderá suavemente hasta posarse en el suelo. El operario ha de accionar la válvula de selección de circuito, para volver a suministrar aire a los cuatro air caster de Ø150 mm, lo que posibilita sacar la transpaleta de debajo del pallet.

5 SUPERFICIES DE OPERACIÓN

La superficie de operación de la transpaleta es fundamental para el buen funcionamiento de los air caster o generadores de película de aire. Las superficies porosas provocan pérdidas que roban aire al sistema, ya sea destruyendo la película de aire, generada por los air caster, o causar que se tenga que operar con volúmenes de aire muy superiores de los indicados en este proyecto. Un suelo liso, sellado y no poroso, como el hormigón alisado o las baldosas de vinil, es lo más recomendado.

Es posible mejorar el hormigón no sellado de forma permanente para el movimiento con la transpaleta de colchones de aire, sellándolo con diversos selladores de hormigón disponibles comercialmente.

Para el movimiento de las transpaleta sobre grietas que no se pueden rellenar permanentemente, tales como molduras de puertas, uniones de suelo o espacios entre el

suelo del camión y el del almacén, cambios de nivel, etc., se pueden utilizar materiales superpuestos de bajo coste, tales como láminas delgadas de metal o linóleo liso.

Para un movimiento recto se pueden formar carriles, sobre los cuales los módulos de carga se deslicen, con el material superpuesto a modo de tejas, de tal forma que el movimiento de la transpaleta siempre sea de la cubierta superior a la inferior (Fig. 56).

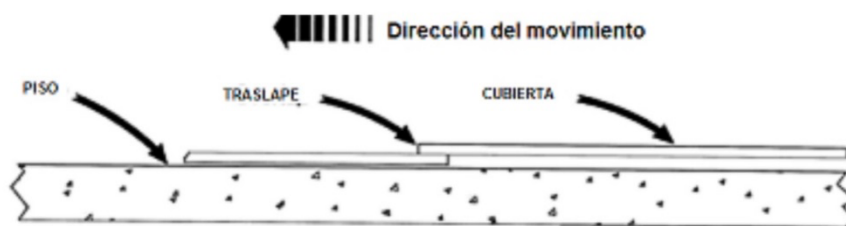


Fig. 56 Movimiento escalonado [4]

Se ha de inspeccionar la superficie de operación y barrer cualquier suciedad y acumulación de basura o residuos. Se debe de asegurar que el suelo esta libre de químicos, aceites o líquidos hidráulicos. En el caso que los air caster entrasen en contacto con estas sustancias, se debe de limpiar el neopreno de estos lo más rápido posible con una solución jabonosa.

6 REQUISITOS COMPONENTES ELÉCTRICOS

El presente proyecto no incluye el diseño ni la valoración del equipo eléctrico. El cliente deberá aportar los elementos eléctricos de batería o baterías, inversor de corriente DC/AC, cableado y, en el caso que fuese necesario, conversor DC/DC que cumplan con los requisitos que se exponen a continuación:

- Es recomendable que las baterías tengan una duración de al menos 2 horas, lo que equivale a una capacidad de 4,4 kWh.
- La bahía de baterías tiene un volumen de 34 litros y unas dimensiones máximas de 489x444x142 mm, la batería o baterías seleccionadas no han de superar en ningún caso estos valores.
- Las baterías deben disponer de un sistema conexión/desconexión rápido para su sustitución, en la transpaleta, a lo largo de la jornada laboral.

- Se dispondrá de un área de carga, adecuada, de baterías para cargar las sustituidas disponiendo de las necesarias para garantizar la operatividad durante la jornada laboral
- El peso máximo de componentes eléctricos, esto incluye, baterías, inversor DC/AC y cableado, no ha de superar los 65kg.
- El inversor DC/AC ha de ser capaz de suministrar corriente alterna trifásica a 400V a una potencia de 2,2kWh.
- El sistema eléctrico debe de disponer de una seta de desconexión de emergencia, para evitar aplastamientos y otros accidentes que pueden surgir.

7 DOCUMENTACIÓN

Todos los planos y documentación se realizarán en español.

7.1 RECEPCIÓN DE DOCUMENTACIÓN

El cliente dispondrá de la documentación, según lo dispuesto a continuación

- 4 semanas tras la recepción del primer pago: se entregará el plan desglosado de entrega, que contendrá la información correspondiente sobre:
 - Fechas de inspección,
 - Fechas de envío,
 - Planificación de la producción
- 2 semanas antes del envío, lista de recambios.
- 5 semanas antes del envío al cliente, se proveerá al cliente los planos necesarios para la inspección del producto:
 - Planos generales de conjunto.
 - Planos de esquema neumático,
- En la entrega, planos completos, manuales de formación al operario y toda documentación adicional de utilidad.
- A las 3 semanas de la aceptación del producto por parte del cliente, se hará entrega de los manuales definitivos que contengan todas las modificaciones que hayan podido ser necesarias realizar durante la inspección.

8 PERIODO DE GARANTÍA

Se garantiza que los productos y los componentes de los productos se conformarán sustancialmente a las especificaciones dispuestas en este proyecto, y deberán estar libres de defectos en materiales y mano de obra por un periodo de 24 meses a partir de la fecha de envío. El fabricante no será responsable de cualquier incumplimiento de la garantía debido a: actos u omisiones del cliente, o por cualquier tercero, después de la entrega; cualquier abuso, por daños más allá del uso, desgaste y falla normal; operación y uso de los productos fabricados fuera de las instrucciones y especificaciones del fabricante del producto; o modificación y alteración.

Productos de proveedores: algunos de los artículos suministrados, que son proporcionados y fabricados por proveedores, están sujetos a los términos de garantía proporcionados por tales proveedores. No se proporciona ningún tipo de garantía de ningún tipo para estos productos de los proveedores, ya sean expresas o implícitas. No obstante, se realizarán esfuerzos razonables para ayudar al cliente en el manejo de las reclamaciones de garantía de tales productos de proveedores.

9 CONDICIONES DE SUBCONTRATACIÓN

En este capítulo se recogen las exigencias exigibles a los productos diseñados y fabricados por parte de terceros, por características especiales y costes.

9.1 PROCESO

El departamento de compras será el encargado de realizar el proceso de subcontratación de empresas u operarios, previa homologación del departamento técnico.

Una vez detectada la necesidad de subcontratación, el departamento de compras propondrá al departamento técnico la lista de proveedores candidatos con los cuales ha contactado y negociado. Siguiendo criterios técnicos y económicos, el departamento técnico seleccionará uno o varios de los proveedores propuestos; en el caso de que haya varios proveedores, se establecerá el orden de preferencia. Asimismo, este departamento nombrará a un responsable de la subcontratación que mantenga el contacto técnico e inspeccionará la subcontrata.

9.2 CONDICIONES

Las especificaciones dispuestas en los planos, así como en otros documentos del presente proyecto, han de ser cumplidas por los materiales suministrados por parte de los proveedores. Sus calidades además cumplirán con las exigencias de las normas dispuestas en este proyecto.

Aquellos materiales que no cumplan con lo dispuesto en estas condiciones deberán de ser sustituidos por parte del proveedor, sin coste adicional ni penalización en los plazos de entrega.

9.3 SUMINISTRO

El suministro se ha de llevar a cabo, por parte del proveedor, en el plazo establecido por parte del departamento de compras al formalizar el pedido.

Las contingencias que puedan surgir, debidas a falta de stock, cambios en el diseño e imposibilidad de cumplir con el plazo de entrega establecido, será comunicado, por escrito, inmediatamente, tan rápido como sea conocido, al responsable de la subcontratación del departamento técnico, quien lo evaluará según su criterio, comunicando su decisión por escrito al correspondiente proveedor y al departamento de compras por si fuese necesario modificar los documentos originales o condiciones contractuales.

Junto a los materiales suministrados, el proveedor ha de suministrar el albarán y una certificación de las propiedades de dichos materiales, que acredite que se cumple con las propiedades exigidas en el pedido.

9.4 INSPECCIÓN

El responsable de la subcontrata visitará las dependencias del subcontratista, previa comunicación y acuerdo de fechas, para poder proceder a la inspección y aceptación de las piezas fabricadas o modificadas, del suministro. Será responsabilidad del subcontratista proveer al técnico de la inspección de los medios de metrología, debidamente homologados por el laboratorio metrológico acreditado, así como facilitar los medios humanos, de inspección, evaluación, etc.,

9.5 PENALIZACIONES

El subcontratista deberá responder, frente a la empresa y terceros, de todos aquellos daños y/o perjuicios que puedan ser producidos por el efecto de la falta de calidad de los productos suministrados, y siempre que se hubiera hecho un buen uso de él.

El plazo de entrega no será prorrogable, a excepción de los casos indicados en el apartado de “Condiciones de subcontratación”; cualquier otro motivo será considerado un incumplimiento al que serán aplicadas las penalizaciones correspondientes.

9.6 FACTURACIÓN

Toda factura será remitida en papel, debidamente firmada y sellada y acompañada de una copia de esta, así como del albarán de entrega, debidamente firmado en la recepción.

En el caso que, previo acuerdo se opte por el formato digital, las facturas se enviarán por el medio previamente acordado con el departamento administrativo cumpliendo, el remitente, las siguientes condiciones:

- Se respetará el formato español en la factura electrónica.
- Se ha de garantizar la autenticidad del origen y la integridad de las facturas mediante la correspondiente firma electrónica, generada con los certificados electrónicos admitidos.

Serán respetadas las normas reflejadas en las órdenes: EHA-962/2007 sobre la facturación electrónica, y orden PRE-2971/2007 sobre la expedición de facturas cuando el destinatario es la Administración General del Estado.

9.6.1 Formas de pago

Tras la aceptación del responsable correspondiente, se procederá a su abono, mediante transferencia bancaria, en el plazo máximo de 60 días, incluyendo el proceso de aceptación, tramitación y pago.

DOCUMENTO N°5:
PRESUPUESTO

ÍNDICE

1 INTRODUCCIÓN	162
2 PRESUPUESTO DE MATERIALES	162
2.1 CHAPAS	162
2.3 TUBOS	164
2.4 COMERCIALES	164
2.5 TORNILLERÍA	165
2.6 SUBCONTRATAS	166
3 PRESUPUESTO DE MANO DE OBRA	167
4 PRESUPUESTO FINAL	168

1 INTRODUCCIÓN

En el actual documento se presenta el costo de cada uno de los elementos desglosado, así como la mano de obra correspondiente a las distintas operaciones necesarias para la materialización del proyecto.

2 PRESUPUESTO DE MATERIALES

Los materiales necesarios quedan reflejados en las siguientes tablas, clasificadas según la naturaleza del material, chapas y redondos, Tabla 48, tubos, Tabla 49, comerciales, Tabla 50, subcontratás Tabla 52.

2.1 CHAPAS

En la Tabla 48 se refleja un desglose de chapas y redondos indicando la marca y el plano en el que tal elemento es necesario, así se dispone del precio unitario por kg de material.

Tabla 48 Presupuesto chapas y redondos

CHAPA	NO. PLANO	COSTE (€/kg)	CANTIDAD	PESO (kg /UD)	COSTE TOTAL (€)
CHAPA S355JR MARCA 4	TFG.01.01	1,18	16	0,010	0,19
CHAPA S355JR MARCA 6		1,18	8	0,073	0,69
CHAPA S355JR MARCA 8		1,18	1	10,700	12,63
CHAPA S355JR MARCA 11		1,18	2	0,011	0,03
CHAPA S355JR MARCA 12		1,18	2	0,008	0,02
CHAPA S355JR MARCA 14		1,18	1	0,256	0,30
CHAPA S355JR MARCA 18		1,18	1	0,229	0,27
CHAPA S355JR MARCA 20/21		1,18	2	0,200	0,47
CHAPA S355JR MARCA 22/23		1,18	2	0,224	0,53
CHAPA S355JR MARCA 24		1,18	1	0,154	0,18
CHAPA S355JR MARCA 25		1,18	1	0,057	0,07
CHAPA S355JR MARCA 26		1,18	2	0,048	0,11
CHAPA S355JR MARCA 27		1,18	4	0,073	0,35
CHAPA S355JR MARCA 28		1,18	8	0,024	0,23
CHAPA S355JR MARCA 7		1,18	16	0,010	0,19
REDONDO CALIBRADO S355JR MARCA 5		1,18	1	0,417	0,49

CHAPA	NO. PLANO	COSTE (€/kg)	CANTIDAD	PESO (kg /UD)	COSTE TOTAL (€)
CHAPA MARCA 4 S275JR	TFG.02.01	1,14	2	0,080	0,18
REDONDO CALIBRADO S275JR MARCA 2		1,14	1	1,100	1,25
CHAPA S275JR MARCA 1	TFG.09.01	1,14	1	0,260	0,30
CHAPA S275JR MARCA 2		1,14	1	0,140	0,16
CHAPA S275JR MARCA 3		1,14	1	0,210	0,24
CHAPA S275JR MARCA 4		1,14	1	0,140	0,16
CHAPA S275JR MARCA 5		1,14	2	0,010	0,02
CHAPA S275 MARCA 1	TFG.01.02	1,14	2	0,075	0,17
CHAPA S275 MARCA 1	TFG.01.03	1,14	2	2,100	4,79
CHAPA S275 MARCA 1	TFG.01.04	1,14	2	2,100	4,79
CHAPA S275 MARCA 5	TFG.01.06	1,14	1	1,820	2,08
CHAPA S275 MARCA 7		1,14	2	0,010	0,02
CHAPA S275 MARCA 8		1,14	2	0,010	0,02
CHAPA S275 MARCA 10		1,14	1	6,470	7,38
CHAPA S275 MARCA 11		1,14	1	0,030	0,03
CHAPA S275 MARCA 12		1,14	4	0,030	0,14
CHAPA S275JR MARCA 4		TFG.01.07	1,14	4	0,010
CHAPA S275JR MARCA 5	1,14		2	1,520	3,47
CHAPA S275JR MARCA 2	TFG.04.01/05.0 1	1,14	8	1,380	12,58
CHAPA S275JR MARCA 3		1,14	16	0,030	0,55
CHAPA S275JR MARCA 4		1,14	16	0,020	0,36
CHAPA S275JR MARCA 5		1,14	8	0,020	0,18
CHAPA S275JR MARCA 7/8	TFG.05.01	1,14	8	0,050	0,46
CHAPA S275JR MARCA 2	TFG.06.01/07.0 1	1,14	8	0,150	1,37
CHAPA S275JR MARCA 3		1,14	16	0,040	0,73
CHAPA S275JR MARCA 4		1,14	16	0,020	0,36
CHAPA S275JR MARCA 5		1,14	8	0,010	0,09
CHAPA S275JR MARCA 5	TFG.08.01	1,14	2	0,030	0,07
CHAPA S275JR MARCA 6		1,14	1	0,036	0,04
CHAPA 275JR MARCA 1	TFG.08.04	1,14	1	0,020	0,02
CHAPA 275JR MARCA 3		1,14	1	0,030	0,03
CHAPA 275JR MARCA 1	TFG.08.05	1,14	1	0,026	0,03
CHAPA 275JR MARCA 3		1,14	1	0,006	0,01
CHAPA 275JR MARCA 1	TFG.08.06	1,14	1	0,020	0,02
CHAPA 275JR MARCA 3		1,14	1	0,006	0,01
				TOTAL	58,90

2.3 TUBOS

En la Tabla 49 se desglosan por cada clase de tubo los costos unitario por metro de este.

Tabla 49 Presupuesto tubos

TUBO	PLANO	COSTE (€/m)	LONGITUD (m)	COSTE TOTAL (€)
RECTANGULAR 30x10x2,5 S355JR	TFG.01.01	1,57	7,958	12,49
RECTANGULAR 20x10x1 S355JR		0,95	2,220	2,11
CUADRADO 30x30x1 S275JR	TFG.02.01	1,67	2,0663	3,45
RECTANGULAR 20x10x1 S275JR	TFG.01.06	0,9	2,011	1,81
CUADRADO 20x20x1 S275JR		1,12	1,742	1,95
CUADRADO 20x20x1 S275JR	TFG.01.07	1,12	2,218	2,48
RECTANGULAR 55x40x1 S275JR	TFG.04.01/05.01	2,7	1,780	4,81
RECTANGULAR 55x40x1 S275JR	TFG.06.01/07.01	2,7	0,600	1,62
CUADRADO 20x20x1 S275JR	TFG.08.01	1,12	0,975	1,09
			TOTAL	31,82

2.4 COMERCIALES

El presupuesto de los elementos comerciales queda plasmado en la Tabla 50, en la cual se muestra el número de serie o elemento comercial y el plano en el que se sitúa.

Tabla 50 Presupuesto comerciales

ELEMENTO	PLANO	COSTE (€/UD)	CANTIDAD	COSTE TOTAL (€)
COMPRESOR PUSKA N-450-BM (III)	TFG.01.00	2100	1	2100
DEPÓSITO ACUMULADOR 106 I	TFG.01.05/08.00	610	1	610
RACOR CODO SMC KQG2L16_00	TFG.03.00/08.00	75,57	12	906,84
RACOR T SMC KQG2T16-00	TFG.03.00	120,85	7	845,95
RACOR CONECTOR SMC KQG2H16-03	TFG.03.00/08.00	46,57	28	1303,96
RACOR REDUCTOR SMC KQG2H12-16	TFG.03.00	49,88	1	49,88
RACOR REDUCTOR SMC KQG2H10-12	TFG.03.00	38,96	1	38,96
RACOR REDUCTOR SMC KQG2H08-10	TFG.03.00	28,55	1	28,55

ELEMENTO	PLANO	COSTE (€/UD)	CANTIDAD	COSTE TOTAL (€)
RACOR REDUCTOR SMC KQG2H06-08	TFG.03.00	23,1	1	23,10
RACOR PASA CHAPA KQG2E16-00	TFG.03.00	113,75	2	227,50
RACOR CODO SMC KQG2L06-00	TFG.02.00	32,65	7	228,55
RACOR T SMC KQG2T06_00	TFG.02.00	47,17	1	47,17
RACOR CONECTRO TUBOSMC KQG2H06-00	TFG.02.00	21,71	3	65,13
VALVULA SMC SYA7240_03	TFG.03.00	85,26	1	85,26
CONTROL DE CAUDAL STAUFF drv-10-v-b	TFG.08.00	76	4	304
VALVULA MANUAL SMC VM131F_06_30R_B_0	TFG.02.00	31	2	62
FLTROREGULADOR SMC AW30-F03B-B(0)	TFG.08.00	46	1	46
ELESA GANTER I.780_80-M8-SAN-C1	TFG.02.00	13,94	2	27,88
ELESA-GANTER CLAMP GN 99.7-16-M8	TFG.02.00	14,31	2	28,62
ABRAZADERA STAUFFsp_216_pp-dp-as_m_w1	TFG.01.00	3,34	6	20,04
ABRAZADERA STAUFF 106_06_pp-gd-as_m_w1	TFG.02.00	3,39	2	6,78
ABRAZADERA STAUFF 106_pp-dp-as_m_w1	TFG.02.00	3,39	2	6,78
			TOTAL	7.062,95

2.5 TORNILLERIA

En este apartado de desglosa el numero de tornillería al alza, con su correspondiente precio por unidad, se presenta en la Tabla 51.

Tabla 51 Presupuesto tornillería

ELEMENTO	COSTE (€/UD)	CANTIDAD	COSTE TOTAL (€)
TORNILLO DIN 7985 - M4 x 30 - Z - 30N	0,01235	30	0,37
ARANDELA DIN 125 - M 4.3	0,01	40	0,40
ARANDELA DIN 125 - M 7.4	0,02	80	1,60
ARANDELA DIN 125 - M 6.4	0,02	60	1,20
ARANDELA DIN 125 - M 5.3	0,01	10	0,10
ARANDELA DIN 125 - M 13	0,09	10	0,90

ELEMENTO	COSTE (€/UD)	CANTIDAD	COSTE TOTAL (€)
ARANDELA DIN 125 - M 3.2	0,01	10	0,10
TORNILLO DIN 933 M8 x 16-N	0,12	40	4,80
TORNILLO DIN 933 - M4 x 8-N	0,12	10	1,20
TORNILLO DIN 933 - M6 x 12-N	0,12	20	2,40
TORNILLO DIN 933 - M12 x 25-N	0,04	10	0,40
TORNILLO DIN 933 - M6 x 20-N	0,05	10	0,50
TUERCA DIN 934- M8 - W - N	0,05	40	2
TUERCA DIN 934 - M6 - W - N	0,03	40	1,20
TORNILLO DIN 912 - M6 x 30 - 24N	0,46	40	18,40
TUERCA DIN 934 - M4 - W - N	0,02	20	0,40
TORNILLO AVELLANADO DIN 7991 - M3 x 8-4.8N	0,02	30	0,60
TORNILLO DIN 933 - M3 x 6-N	0,12	10	1,20
TORNILLO DIN 933 - M4 x 10-N	0,12	10	1,20
TOTAL			38,97

2.6 SUBCONTRATAS

Algunos de los elementos de este proyecto no se encuentran comercialmente por lo que se hace necesario que se subcontrate su diseño y construcción, cumpliendo las características definidas en este proyecto.

Tabla 52 Presupuesto subcontratas

ELEMENTO	COSTE (€/UD)	CANTIDAD	COSTE TOTAL (€)
DEPÓSITO ACUMULADOR 106L	610	1	610
AIR CASTERS	750	8	6.000
TOTAL			6.610

3 PRESUPUESTO DE MANO DE OBRA

Las actividades para realizar junto con su coste unitario y total quedan reflejadas en la Tabla 53.

Tabla 53 Presupuesto mano de obra

ELEMENTO	TRABAJO	NO. PLANO	HORAS (h)	COSTE (€/h)	NÚMERO	COSTE TOTAL (€)
ESTRUCTURA METÁLICA BASTIDOR	CALDERERÍA	TFG.01.01	15	18,6	1	279
	SOLDADURA		7	18,6	1	130,20
	IMPRIMACIÓN Y PINTURA		1	17,3	1	17,30
SOPORTE BANCADA DEL COMPRESOR	CALDERERÍA	TFG.01.07	4	18,6	1	74,40
	SOLDADURA		3	18,6	1	55,80
	IMPRIMACIÓN Y PINTURA		0,5	17,3	1	8,65
SOPORTE SOPORTE BATERÍAS	CALDERERÍA	TFG.01.06	8	18,6	1	148,80
	SOLDADURA		6	18,6	1	111,60
	IMPRIMACIÓN Y PINTURA		1	17,3	1	17,30
SOPORTE FILTRO REGULADOR	CALDERERÍA	TFG.08.01	1,5	18,6	1	27,90
	SOLDADURA		7	18,6	1	130,20
	IMPRIMACIÓN Y PINTURA		5	17,3	1	86,50
ELEMENTOS NEUMÁTICOS	MOTANJE		8	18,5	1	148
	AJUSTE		2	16	1	32
ELEMENTOS MECÁNICOS	MONTAJE		6	18,5	1	111
TOTAL						1.378,65

4 PRESUPUESTO FINAL

En la Tabla 54 se suman los costes del proyecto, el beneficio industrial y el IVA, dando lugar al costo final del proyecto para el cliente.

Tabla 54 Presupuesto final

OBJETO	COSTE (€)
MATERIALES	
COMERCIALES	7062,95€
TUBOS	31,82€
CHAPAS Y REDONDOS	58,90€
SUBCONTRATAS	6.610€
TORNILLERÍA	38,97
MANO DE OBRA	
CALDERERÍA	530,10€
SOLDADURA	427,80€
MONTAJE	259,00€
AJUSTE	32,00€
COSTES DIRECTOS (MATERIALES+MANO DE OBRA)	
	15.051,53€
COSTES INDIRECTOS DE FABRICACIÓN (17% DE LOS COSTES DIRECTOS)	
	1.128,86€
BENEFICIO INDUSTRIAL (12% DEL COSTE DIRECTO)	
	1.086,18€
PRESUPUESTO DE CONTRATA (PC) (COSTE DIRECTO + COSTES INDIRECTOS)	
	17.266,57€
HONORARIOS INGENIERO (9% PC)	
	1.553,99€
IVA (21% PC)	
	3.665,97€
TOTAL	22.486,53€

El importe del presente proyecto asciende a VEINTIDOS MIL CUTROCIENTOS OCHENTA Y SEIS EUROS CON CINCUENTA Y TRES CENTIMOS DE EURO (22.486,53€)

Santander a 15 de enero de 2021

El ingeniero

David